



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

LETECKÝ ÚSTAV

INSTITUTE OF AEROSPACE ENGINEERING

**NÁVRH ELEKTRO-HYDRAULICKÉHO OVLÁDÁNÍ
HLAVNÍHO PODVOZKU A BRZD PRO MALÝ CVIČNÝ
LETOUN**

PROPOSAL OF ELECTRO-HYDRAULIC SYSTEM OF MAIN LANDING GEAR ACTUATION FOR
SMALL TRAINING AEROPLANE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Skřivánek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Karel Třetina, CSc.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Letecký ústav
Student: **Bc. Jan Skřivánek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Stavba letadel
Vedoucí práce: **doc. Ing. Karel Třetina, C.Sc.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh elektro–hydraulického ovládání hlavního podvozku a brzd pro malý cvičný letoun

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Jedním z hlavních směrů vývoje letadel je zařazování elektrických soustav pro silové ovládání pohyblivých prvků konstrukce letadel. Pro poměrně velké silové a výkonové požadavky při ovládání podvozku a brzdění letadla je vhodné využít elektro–hydraulické soustavy. Obsahem práce bude návrh takovéto soustavy pro hlavní podvozek malého a rychlého cvičného letounu. Pozornost bude věnována výpočtu sil a výkonů elektro–hydraulické soustavy, spolehlivosti a dynamickým vlastnostem při vysouvání, zasouvání a brzdění hlavního podvozku letounu.

Cíle diplomové práce:

1. Určení silových a spolehlivostních požadavků na ovládání podvozku a brzd.
2. Návrh konstrukčního řešení elektro–hydraulické soustavy.
3. Výpočet hlavních parametrů jednotlivých prvků elektro–hydraulické soustavy.
4. Návrh simulačního modelu pro určení silových a dynamických charakteristik.
5. Rozbor spolehlivostních charakteristik navržené soustavy.
6. Posouzení efektivnosti zabudování navržené soustavy do cvičného letounu.

Seznam doporučené literatury:

PIVOŇKA, J. a kol.: Tekutinové mechanismy, SNTL, Praha, 1987.

NEPRAŽ, F. a kol.: Modelování systémů s hydraulickými mechanismy, Bosch Rexroth, Brno, 2002.

EUROPEAN AVIATION SAFETY AGENCY: Certification Specification and Acceptable Means of Compliance for Normal, Utility, Aerobatic and Commuter Category Aeroplanes CS 23, Amendment 4, 2015.

MOIR, I.; SEABRIDGE, A.: Aircraft Systems, JOHN wiley, Chichester, 2008.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jaroslav Juračka, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá návrhem elektro-hydraulického ovládání hlavního podvozku a brzd cvičného letounu. V první části je definována základní kinematika mechanismu podvozku a jeho zatížení při zatahování podvozku, letu a přistání. Dále jsou zkoumány podmínky při brzdění letounu. Práce se poté zaměřuje na návrh hydraulických soustav a jejich řízení. Pro návrh brzd jsou vytvořeny simulace v Simulinku, které zkoumají dynamické chování proporcionálního rozvaděče a průběh brzdění letounu. Práce také zahrnuje stručné posouzení spolehlivosti.

KLÍČOVÁ SLOVA

hlavní podvozek letounu, zatahovací podvozek, brzdy, elektro-hydraulický systém, simulace brzd

ABSTRACT

This thesis studies the design of an electro-hydraulic landing gear and brakes control system of a trainer aeroplane. In the first part there is a basic draft of the landing gear kinematics and its loads during gear retraction, flight and landing. Braking conditions are also analysed. The thesis then focuses on the design of hydraulic circuits and their control. Simulations for studying the dynamic characteristics of the braking proportional valve and the course of plane braking were created in Simulink. There is also a brief section about reliability of the proposed system.

KEYWORDS

main landing gear, retractable landing gear, brakes, electro-hydraulic system, brakes simulation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SKŘIVÁNEK, J. *Návrh elektro-hydraulického ovládání hlavního podvozku a brzd pro malý cvičný letoun*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 82 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Karel Třetina, CSc..

PROHLÁŠENÍ O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Návrh elektro-hydraulického ovládání hlavního podvozku a brzd pro malý cvičný letoun* vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a zdrojů pod vedením doc. Ing. Karla Třetiny, CSc.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Jan Skřivánek

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval doc. Ing. Karlu Třetinovi, CSc. za jeho odborné rady a poskytnuté podklady k řešení této diplomové práce. Dále chci poděkovat své rodině a přátelům za jejich podporu při studiu.

Obsah

1	ÚVOD	11
2	POŽADAVKY NA OVLÁDÁNÍ PŘÍSTÁVACÍHO ZAŘÍZENÍ A BRZD	13
2.1	POŽADAVKY NA PŘÍSTÁVACÍ ZAŘÍZENÍ PODLE CS 23	13
2.2	POŽADAVKY NA HYDRAULICKÉ SYSTÉMY PODLE CS 23	16
2.3	POŽADAVKY NA ELEKTRICKÉ SYSTÉMY PODLE CS 23	16
3	OBECNÝ POPIS HYDRAULICKÝCH A ELEKTRICKÝCH SOUSTAV	19
3.1	HYDRAULICKÉ SOUSTAVY	19
3.2	ELEKTRICKÉ SOUSTAVY	19
3.3	POWER-BY-WIRE	20
4	KONCEPČNÍ NÁVRH A SILOVÉ POŽADAVKY SOUSTAVY	21
4.1	PARAMETRY LETOUNU	21
4.2	PODVOZEK	22
4.3	KINEMATIKA OVLÁDÁNÍ HLAVNÍHO PODVOZKU A ROZBOR SIL	23
4.3.1	<i>Kinematický návrh</i>	23
4.3.2	<i>Sílové požadavky na pracovní válec při zatahování podvozku</i>	25
4.3.3	<i>Sílové požadavky na pracovní válec při letu se zataženým podvozkem</i>	27
4.3.4	<i>Pozemní zatížení pracovního válce podvozku</i>	28
4.4	SILOVÉ POŽADAVKY NA PRACOVNÍ VÁLEC OVLÁDÁNÍ DVÍŘEK	30
4.5	VNĚJŠÍ MECHANICKÝ ZÁMEK	32
4.6	POŽADAVKY NA BRZDY	32
5	NÁVRH OVLÁDÁNÍ PODVOZKU A BRZD	35
5.1	ZÁKLADNÍ KONCEPCE CELÉ SOUSTAVY	35
5.2	HYDRAULICKÁ KAPALINA	35
5.3	NÁVRH OVLÁDÁNÍ PODVOZKU A DVÍŘEK	36
5.3.1	<i>Pracovní válec podvozku</i>	37
5.3.2	<i>Pracovní válec ovládání dvířek</i>	40
5.3.3	<i>Návrh hydrogenerátoru</i>	41
5.3.4	<i>Elektromotor</i>	42
5.3.5	<i>Filtr</i>	43
5.3.6	<i>Rozvaděč</i>	44
5.3.7	<i>Vedení kapaliny</i>	44
5.4	NÁVRH OVLÁDÁNÍ BRZD	46
5.4.1	<i>Brzdy</i>	47
5.4.2	<i>Řídicí ventil</i>	48

5.4.3	<i>Akumulátor</i>	49
5.5	ŘÍDICÍ JEDNOTKA	49
5.5.1	<i>Řízení podvozku a dvířek</i>	49
5.5.2	<i>Řízení brzd</i>	50
6	SIMULACE	51
6.1	ZÁKLADNÍ ROVNICE SOUSTAVY	51
6.2	VOLBA KOEFICIENTŮ	52
6.3	MODEL ROZVADĚČE	53
6.4	MODEL BRZDĚNÍ LETOUNU	55
7	ROZBOR SPOLEHLIVOSTI	61
7.1	SPOLEHLIVOST OVLÁDÁNÍ PODVOZKU	61
7.2	SPOLEHLIVOST OVLÁDÁNÍ BRZD	62
8	POSOUZENÍ EFEKTIVNOSTI ZABUDOVÁNÍ SOUSTAVY DO LETOUNU	63
9	ZÁVĚR	65
10	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	67
11	SEZNAM OBRÁZKŮ	71
12	SEZNAM PŘÍLOH	73

1 Úvod

Přistávací zařízení je velice důležitou částí letadla, přestože plní svou funkci pouze malou část celkového času provozu. Zvyšováním výkonů a rychlostí letounů se ovšem stále více projevovaly jeho neblahé účinky na aerodynamické vlastnosti letadla během letu, kdy podvozek není potřeba. Logickým krokem tedy bylo uschovat podvozek do prostorů v trupu nebo křídlech, když je letadlo ve vzduchu. Návrh takového podvozku je ovšem poměrně náročný a výsledný zatahovací podvozek zlepší aerodynamické letové vlastnosti pouze za cenu zvýšení hmotnosti a zmenšení prostoru uvnitř letounu (a tedy méně místa pro náklad nebo palivo). Zatahovací podvozek je nejčastěji ovládán hydraulicky, ale existují i elektrické, případně ručně ovládané varianty.

Hydraulické systémy jsou v letectví hojně využívány k ovládání různých řídicích i jiných prvků, včetně podvozku a brzd. Hydraulické mechanismy v dobré míře splňují mnohdy protichůdné požadavky (např. spolehlivost, vysoký výkon, malé rozměry) na letecké soustavy. Klasická koncepce počítá s centrálním hydro-generátorem, od kterého je rozváděna hydraulická energie k jednotlivým řízeným částem.

Tato práce se zabývá možností umístit hydrogenerátor přímo do místa ovládaného prvku. Takové řešení by snížilo množství rozvodů hydraulické kapaliny, a tedy i problémů, které s nimi souvisí, například vysoká hmotnost, vibrace nebo úniky hydraulické kapaliny. Omezením potrubí pro hydraulickou kapalinu je také možné dosáhnout snížení hmotnosti.

Celá soustava je řízena elektricky. Řídicí jednotka se stará o ovládání a synchronizaci jednotlivých prvků na základě příkazů pilota a také o signalizaci stavu systému. Elektricky je také dodávána silová energie do soustavy ovládání podvozku.

Při přistávání je podvozek kritickým prvkem letounu a jeho selhání může mít katastrofické následky. Z toho plynou vysoké nároky na spolehlivost celého systému. V případě ovládání je nutné zaručit nejen to, že se podvozek na požadavek pilota vysune, ale také, že ve vysunuté poloze zůstane uzamčený i při dosednutí letounu na zem a nedojde k jeho nechtěnému zatažení.

Důležitou součástí hlavního podvozku jsou obvykle také brzdy. Ty mají za úkol zejména řídit rychlost dojezdu letounu při přistání, někdy spolu dalšími prvky (například brzdící padák nebo reverzace tahu). Některé letouny ale také využívají nesouměrné brzdění pravého a levého podvozku k zatáčení při pojíždění. Selhání brzdových systémů mohou také vést k vážným následkům, takže i u nich je spolehlivost jedním z nejdůležitějších požadavků.

2 Požadavky na ovládání přistávacího zařízení a brzd

Ve třech následujících podkapitolách jsou vypsány požadavky na ovládání přistávacího zařízení a brzd vycházející z předpisu CS 23 [1], který je v této práci využit jako referenční zdroj požadavků. Dané odstavce jsou pro dobrou dohledatelnost označeny stejně jako v původním dokumentu. Pasáže, které se nevztahují k zaměření této práce byly vypuštěny.

2.1 Požadavky na přistávací zařízení podle CS 23

CS 23.473 Podmínky a předpoklady pozemního zatížení

(d) Zvolený provozní násobek zatížení svislými setrvačnými silami v těžišti letounu pro podmínky pozemního zatížení předepsané v této Hlavě předpisu nesmí být menší než násobek, který by vznikl při přistání rychlostí klesání (V), ve ft/s, rovnající se $4,4 (W/S)^{1/4}$, vyjma toho, že tato rychlost klesání nemusí být větší než 3,0 m/s (10 ft/s) a nesmí být menší než 2,1 m/s (7 ft/s).

(e) Smí se předpokládat, že během přistávacího nárazu působí vztlak křídel nepřesahující 2/3 hmotnosti letounu působící v těžišti. Násobek zatížení reakcí země může být roven násobku zatížení setrvačnými silami zmenšenému o výše předpokládaný poměr vztlaku křídel k hmotnosti letounu.

(g) Provozní násobek zatížení setrvačnými silami pro návrhové účely nesmí být menší než 2,67, ani provozní násobek zatížení reakcí země při maximální návrhové hmotnosti nesmí být menší než 2,0; ledaže by takové nižší hodnoty nebyly překračovány při pojíždění rychlostmi do rychlosti vzletu po tak nerovném terénu, jaký lze v provozu očekávat.

CS 23.729 Systém vysouvání a zasouvání přistávacího zařízení

(a) Všeobecně. Na letouny se zatahovacím přistávacím zařízením se vztahují následující požadavky:

(1) Zatahovací mechanismus každého přistávacího zařízení a jeho nosná konstrukce musí být navržen na maximální letové násobky zatížení se zataženým podvozkem. Návrh musí dále zahrnovat působení kombinace tření, setrvačných sil, kroutícího momentu brzd a aerodynamických zatížení, které se vyskytují během zatahování podvozku při kterékoliv rychlosti letu až do 1,6 VS1 se zasunutými vztlačovými klapkami a pro každý násobek zatížení až do násobku uvedeného v CS 23.345 pro případy s vysunutými vztlačovými klapkami.

(2) Podvozek a zatahovací mechanismus včetně dvířek podvozku musí odolávat letovým zatížením včetně zatížení vyplývajících ze všech podmínek zatáčení, stanovených v CS 23.351, s vysunutým podvozkem při kterékoliv rychlosti letu až do nejméně 1,6 VS1 se zasunutými vztlačovými klapkami.

(b) Zajištění přistávacího zařízení. Musí být k dispozici spolehlivé prostředky (další, vedle užití hydraulického tlaku) k udržení přistávacího zařízení ve vysunuté poloze.

(c) Nouzové ovládání. Pro pozemní letoun mající zatahovatelny podvozek, který nemůže být ručně vysouván, musí být k dispozici prostředky k vysunutí přistávacího zařízení v případě buď:

(1) Jakékoliv důvodně pravděpodobné poruchy systému vysouvání přistávacího zařízení; nebo

(2) Jakékoliv důvodně pravděpodobné poruchy pohonu, která by zabránila činnosti systému vysouvání přistávacího zařízení.

(d) Provozní zkouška. Správná činnost zatahovacího mechanismu přistávacího zařízení musí být prokázána provozními zkouškami.

CS 23.735 Brzdy

(a) Letoun musí mít brzdy. Schopnost pohlcení brzděné kinetické energie brzdové soustavy každého kola hlavního podvozku nesmí být menší, než vyplývá z požadavků na pohlcení kinetické energie stanovených některou z následujících metod:

(1) Požadavky na absorbování brzdné kinetické energie musí být založeny na racionálním konzervativním rozboru posloupnosti událostí předpokládaných během přistání při návrhové přistávací hmotnosti.

(2) Místo racionálního rozboru mohou být požadavky na pohlcování kinetické energie u brzdové soustavy každého kola hlavního podvozku odvozeny podle následujícího vzorce:

$$KE = \frac{1}{2} \frac{(MV^2)}{N}$$

kde: KE = kinetická energie na kolo (Joule);

M = návrhová přistávací hmotnost (kg);

V = rychlost letounu v m/s. V nesmí být menší než VSO – pádová rychlost při volnoběhu motoru v nulové nadmořské výšce, při návrhové přistávací rychlosti a v přistávací konfiguraci; a

N = počet kol hlavního podvozku s brzdami.

(b) Brzdy musí být schopny zabránit otáčení kol a poježdění na zpevněné rozjezdové dráze při vzletovém výkonu u kritického motoru, ale nemusí zabránit pohybu letounu se zablokovánými koly.

(c) Při stanovení délky přistání podle CS 23.75 nesmí tlak v brzdové soustavě kol překročit tlak stanovený výrobcem brzd.

(d) Je-li instalováno protismykové zařízení, musí být zařízení a související systémy navrženy tak, aby žádná pravděpodobná jednotlivá nesprávná činnost nebo porucha nezpůsobily nebezpečnou ztrátu brzdící schopnosti nebo směrového řízení letounu.

2.2 Požadavky na hydraulické systémy podle CS 23

CS 23.1435 Hydraulické systémy

(a) Návrh. Každý hydraulický systém musí být navržen tak, aby splňoval následující:

- (1) Každý hydraulický systém a jeho části musí bez trvalých deformací vydržet zatížení konstrukce předpokládané společně s hydraulickým zatížením.*
- (2) Letová posádka musí mít k dispozici zařízení, které udává tlak v každém hydraulickém systému, který zabezpečuje dvě nebo více základních funkcí.*
- (3) Musí existovat prostředky, které zajišťují, že tlak, včetně přechodného (rázového) tlaku, v kterékoliv části systému nepřekročí bezpečnou mez nad návrhovým provozním tlakem a které zabrání výskytu nadměrného tlaku vznikajícího z objemových změn kapalin ve všech vedeních, která pravděpodobně zůstanou uzavřena dostatečně dlouho k tomu, aby se takové změny vyskytly.*
- (4) Minimální návrhový tlak roztržení musí být 2,5násobkem provozního tlaku.*

2.3 Požadavky na elektrické systémy podle CS 23

Elektrické systémy:

CS 23.1351 Všeobecně

(a) Kapacita elektrického systému. Každý elektrický systém musí být vhodný pro předpokládané použití. Dále:

- (1) Zdroje elektrické energie, jejich přenosové kabely a jejich připojená řídicí a ochranná zařízení musí být schopny dodávat požadovanou energii o správném napětí do každého obvodu nezbytného pro bezpečný provoz; a*
- (2) Vyhovění požadavkům pododstavce (1) musí být prokázáno následovně:*
 - (i) Pro kategorii letounů normální, cvičná a akrobatická – rozbořem elektrického zatížení nebo elektrickým měřením, které zahrnuje elektrické*

zatížení v elektrickém systému v pravděpodobných kombinacích po předpokládanou dobu trvání; a

(b) Funkce. Pro každý elektrický systém platí následující:

(1) Každý systém, pokud je zastavěn, musí být:

(i) Prost nebezpečí sám o sobě, ve svém způsobu provozu a ve svých účincích na ostatní části letounu;

(ii) Chráněn proti palivu, oleji, vodě a jiným škodlivým látkám a proti mechanickému poškození;

(iii) Navržen tak, aby nebezpečí zásahu elektrickým proudem bylo pro posádku, cestující a pozemní personál sníženo na minimum.

(2) Zdroje elektrické energie musí správně pracovat jak při kombinovaném zapojení, tak při nezávislém zapojení.

(3) Žádná porucha nebo nesprávná činnost kteréhokoliv zdroje elektrické energie nesmí zhoršit schopnost kteréhokoliv zbývajících zdrojů napájet obvody nezbytné pro bezpečný provoz.

3 Obecný popis hydraulických a elektrických soustav

3.1 Hydraulické soustavy

Hlavním účelem hydraulických systémů je přenos síly mezi dvěma body s možností měnit směr a velikost této síly. Toho je dosaženo prostřednictvím hydraulické kapaliny.

Hydrostatické mechanismy, které jsou studovány v této práci, využívají tlakovou energii pracovní kapaliny. Kinetická energie je při tom velmi malá, kapalina v hydrostatickém mechanismu proudí malými rychlostmi, takže může být vedena s malými ztrátami i na větší vzdálenosti [2].

Hydraulické soustavy jsou hojně využívány v letectví, jejich výhody spočívají ve vysokém výkonu v poměru k využitému prostoru, dobré spolehlivosti a také relativně nízkých nákladech na pořízení a údržbu [3].

Přenos energie hydraulickými obvody dále nabízí několik dalších výhod, jako je například možnost přenášet vysoké síly i poměrně složitými trasami (ve srovnání například s mechanickým přenosem energie), omezení opotřebení díky mazání přenosovým médii, vysoká rychlost přenosu a přesnost. Mezi nevýhody naopak patří vysoké požadavky na přesnost výroby, náchylnost k nečistotám, možnost úniku hydraulické kapaliny a také vysoká hmotnost pracovního média [3].

3.2 Elektrické soustavy

Elektrický přenos energie je výhodný při větších vzdálenostech. Je možné přenášet energii na vyšší vzdálenost než v případě hydraulických systémů prostřednictvím lehčí a jednodušší infrastruktury, na druhou stranu při přenosu elektrické energie vodiči dochází k tepelným ztrátám, které mohou vést k nadměrnému zahřívání celého systému [4]. Ke vzniku ztrátového tepla také dochází při změně mechanické energie na elektrickou v generátorech a při opačném procesu v elektromotorech.

Výhodou elektrických soustav je možnost jednoduchého ovládání pomocí počítačových systémů, je tedy poměrně snadné implementovat například funkce autopilota.

3.3 Power-by-wire

V posledních letech nastal trend zavádění elektrických systémů stále do více leteckých soustav. Systémy fly-by-wire se starají o řízení a nahrazují poměrně komplikované a těžké mechanické systémy. Power-by-wire pak spočívá v dodávání energie určené k pohonu jednotlivých prvků prostřednictvím elektřiny, čímž dojde k eliminaci těžkých hydraulických vedení. Tento koncept se v anglicky psaných zdrojích často označuje souslovím *More Electric Aircraft (MEA)*¹.

Power-by-wire má oproti tradičnějším koncepcím zjevně vyšší požadavky na generování elektrické energie v letounu. Tento předpoklad je možné vidět například při srovnání primárních zdrojů dvou komerčních letounů firmy Boeing. Zatímco starší B767-400 má u každého motoru jeden generátor o výkonu 120 kVA, B787 má u každého motoru dva generátory, každý o výkonu 250 kVA. Zvyšováním využití elektrické energie také klesá množství vzduchu odebíraného z motoru za účelem pohonu leteckých soustav, což bývá jeden z hlavních důvodů pro změnu koncepce, zvláště v případě moderních, vysoce optimalizovaných motorů [3].

Dalším důvodem pro větší využití elektrické energie je snížení nákladů na údržbu, zejména snížením množství vysoce kvalifikovaného pozemního personálu, který je potřebný k servisu letadel [5].

¹ Název této koncepce pochází ze stejnojmenného článku od Richarda E. Quigleyho, Jr. [5]

4 Koncepční návrh a silové požadavky soustavy

Jako modelový letoun pro návrh hlavního podvozku je zvolen cvičný letoun L-39NG.



Obrázek 1 Letoun L-39NG [6]

4.1 Parametry letounu

Tabulka 1 shrnuje základní parametry referenčního letounu.

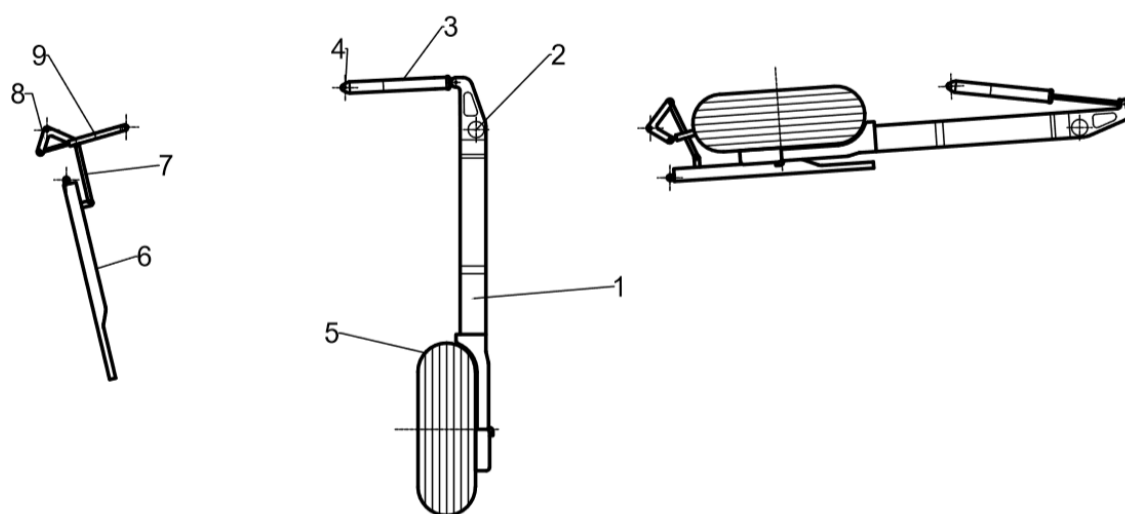
Maximální vzletová hmotnost	5500	kg
Maximální rychlost	775	km/h
Pádová rychlost (v přistávací konfiguraci)	168	km/h
Maximální násobky	+8 / -4	
Rozpětí	9,56	m
Celková délka	12,03	m
Rozvor podvozku	4568	mm
Rozchod podvozku	2420	mm
Plocha křídla	18,8	m ²

Tabulka 1 Parametry letounu L-39NG [7] [8]

4.2 Podvozek

Letoun L-39 NG má podvozek s předovým kolem. Předový podvozek se zasouvá do podvozkové šachty v trupu. Hlavní podvozek se zatahuje do prostorů v křídle směrem k trupu. Prostory pro zasunutí podvozku jsou při vysunutí i zasunutí poloze kryty dvířky. Dvířka jsou rozdělena na dvě části: část, která je ovládaná zakrývá zejména prostor, kde se nachází kolo podvozku, podvozková noha má svůj vlastní kryt, který je k ní pevně připojen.

Koncepcí tlumení se jedná o pákový podvozek. Osa kola je spojena s tlumičem přes páku.



Obrázek 2 Schematické znázornění podvozku a dvířek

1. Válec tlumiče
2. Závěs podvozkové nohy
3. Pracovní válec ovládání podvozku
4. Závěs pracovního válce
5. Kolo
6. Dvířka podvozku
7. Táhlo ovládání dvířek
8. Páka pro ovládání dvířek
9. Pracovní válec dvířek podvozku

Podvozek je ovládán jedním pracovním válcem, druhý pracovní válec přes táhlo a páku ovládá dvířka. V zasunuté poloze je podvozková noha zajištěna vnějším mechanickým zámkem a hydraulickým zámkem, ve vysunuté poloze pohybu zamezuje vnitřní mechanický zámek a hydraulický zámek. Zavřená podvozková dvířka jsou uzamčena pomocí vnitřního mechanického zámku.

Posloupnost akcí při vysouvání hlavního podvozku je následující:

1. Odemčení a otevření dvířek podvozku (pístnice pracovního válce se vysunuje)
2. Odemčení podvozku
3. Vysunutí podvozku (pístnice pracovního válce se zasunuje)
4. Uzamčení podvozku ve vysunuté poloze
5. Zavření (pístnice pracovního válce se zasunuje) a uzamčení dvířek podvozku

Při zasouvání podvozku je postup opačný:

1. Odemčení a otevření dvířek (pístnice pracovního válce se vysunuje)
2. Odemčení podvozku
3. Zasunutí podvozku (pístnice pracovního válce se vysunuje)
4. Zamčení podvozku
5. Zavření (pístnice pracovního válce se zasunuje) a uzamčení dvířek podvozku

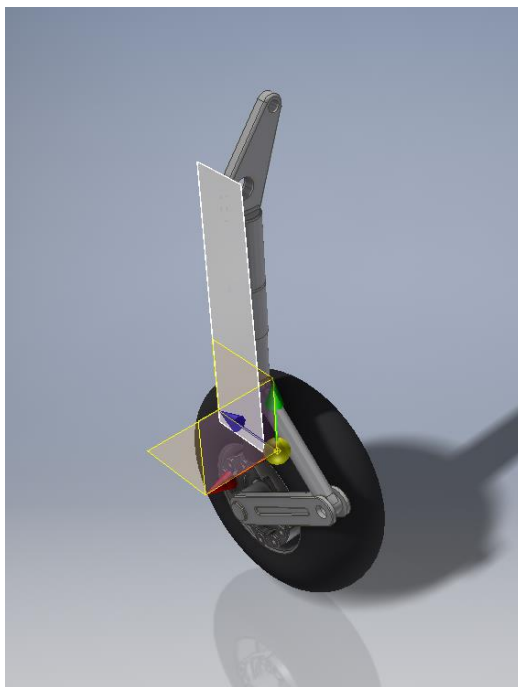
4.3 Kinematika ovládání hlavního podvozku a rozbor sil

4.3.1 Kinematický návrh

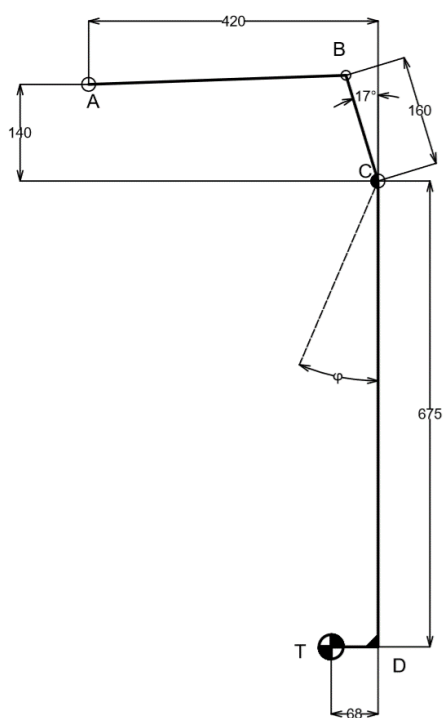
Poloha těžiště a hmotnost byly zjištěny z přibližného modelu podvozku. Tento model není detailně zpracovaný a neslouží ke konstrukčním účelům. Je vytvořen pouze k aproximaci polohy těžiště a hmotnosti.

Obrázek 4 zobrazuje důležité rozměry pro rozbor sil působících na pracovní válec podvozku. Bod T znázorňuje těžiště, čára BCDT je pak schematické zobrazení tělesa podvozkové nohy. Úsečka AB je pracovní hydraulický válec. Body A a C jsou místa závěsů do konstrukce letounu, bod B je rotační vazba mezi pístnicí a podvozkovou nohou. Natočení podvozku při vysouvání nebo zatahování je dáno úhlem φ . Maximální

hodnota tohoto úhlu je zvolena 86° . Hmotnost podvozkové nohy odhadnutá na základě modelu je 64 kg.



Obrázek 3 Model pravé podvozkové nohy ke zjištění těžiště a hmotnosti



Obrázek 4 Schéma podvozku s rozměry pro výpočet

Délka válce se zasunutou pístnicí	373,5	mm
Délka válce s vysunutou pístnicí	575	mm

Tabulka 2 Délkové rozměry pracovního válce podvozku

4.3.2 Sílové požadavky na pracovní válec při zatahování podvozku

Při vysouvání a zasouvání na podvozek působí aerodynamické a setrvačné síly. Vzhledem k tomu, že se podvozek zatahuje směrem ke trupu, aerodynamické síly působí ve směru kolmém na směr pohybu podvozku. Při analýze sil na pracovní válec jsou tedy zanedbány.

Podle předpisu musí být vysouvání a zatahování podvozku navrženo pro uvažovaný násobek 2,0. Z funkce podvozku je patrné, že k zatahování je třeba vyšší síla než k vysouvání (vzhledem k nutnosti překonat tíhu podvozku), hydraulický mechanismus tedy bude dimenzován pro případ zatahování podvozku.

Moment síly je dán následující rovnicí:

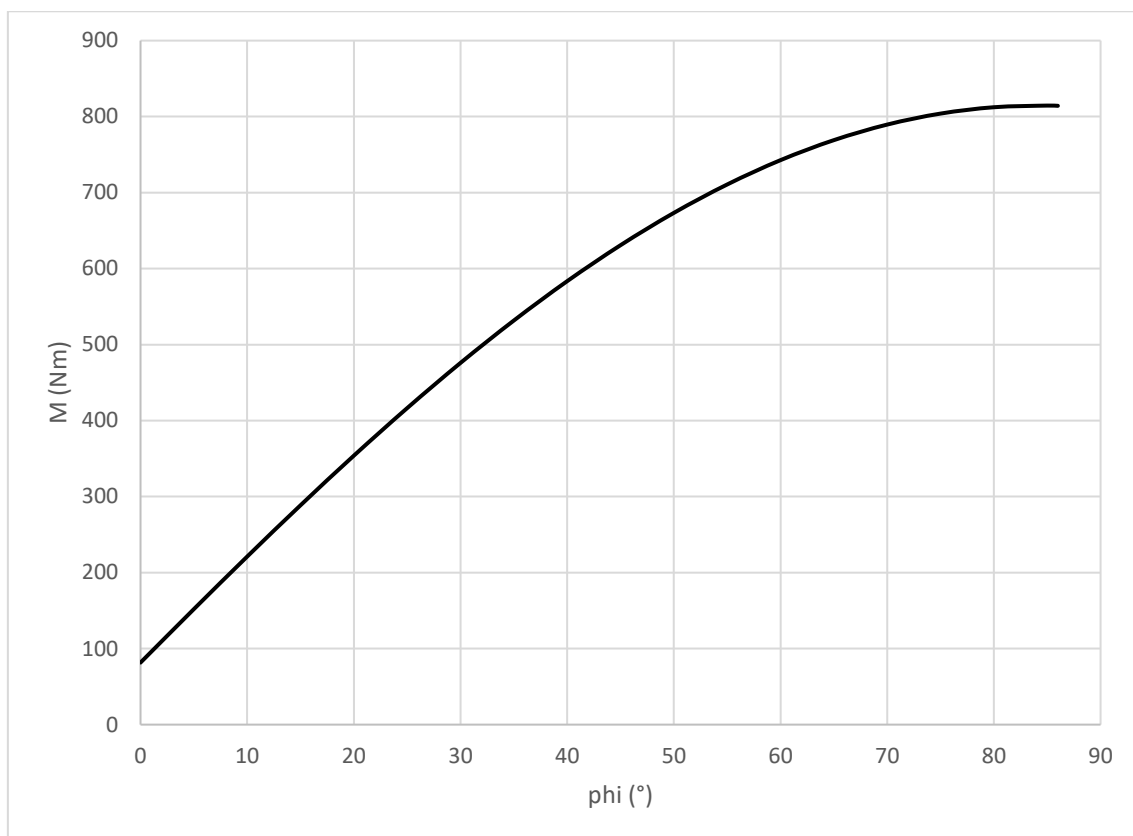
$$\vec{M} = \vec{F} \times \vec{r} \quad (4.1)$$

Velikost momentu tíhové síly pro daný násobek pak lze vyjádřit pomocí vztahu:

$$M = n \cdot m \cdot g \cdot r \quad (4.2)$$

kde	n	... násobek zatížení letounu
	m	... hmotnost podvozku
	g	... tíhové zrychlení
	r	... rameno mezi vektorem síly a osou otáčení podvozku

Obrázek 5 znázorňuje průběh momentu vypočítaného podle rovnice (4.2) při zatahování podvozku. Byl získán očekávaný výsledek rostoucího momentu daný rotačním pohybem těžiště, a tedy i zvětšujícím se ramenem tíhové síly.



Obrázek 5 Průběh momentu setrvačné síly při zatahování podvozku

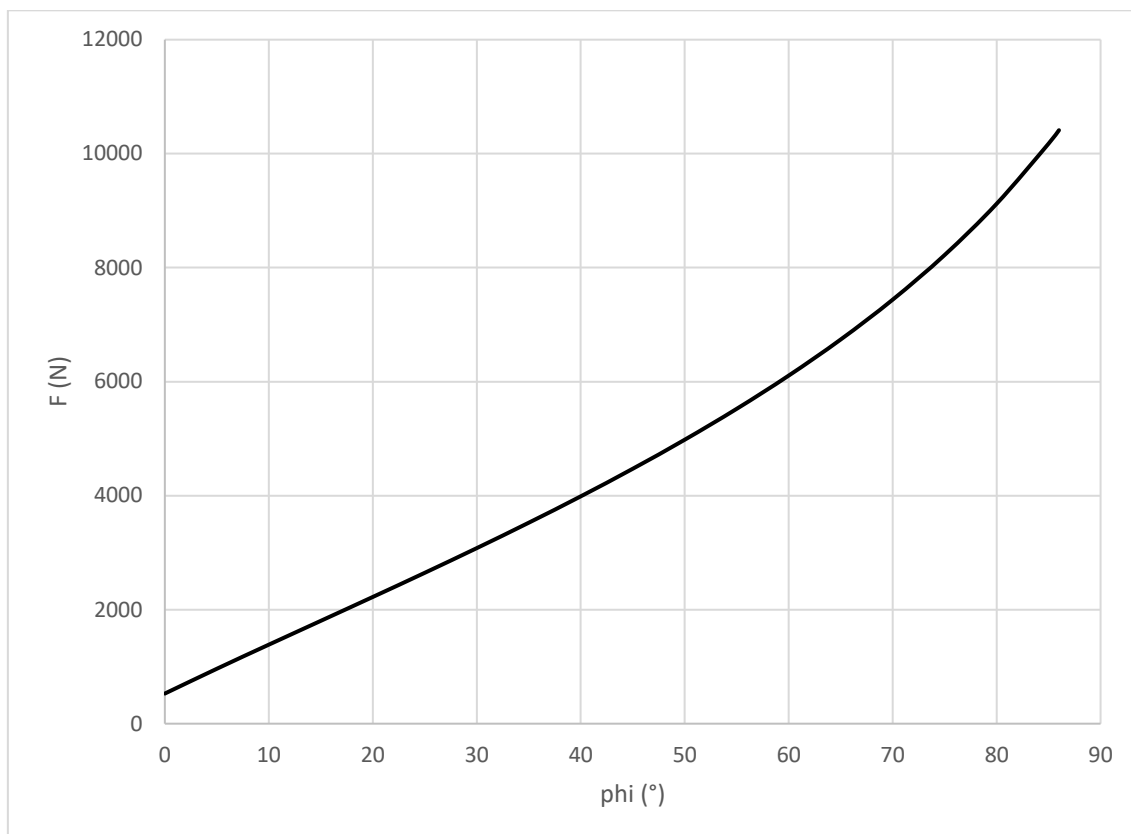
Síla, kterou musí působit pracovní válec je pak dána rovnicí

$$F = \frac{M}{r} \quad (4.3)$$

kde M ... moment setrvačné síly

r ... rameno mezi vektorem síly a osou otáčení podvozku

Průběh síly na válec podle rovnice (4.3) v závislosti na úhlu natočení podvozku při zatahování je zobrazen na Obrázek 6. V daném výpočtu je považována kladná síla jako tlaková síla na pístnici válce.



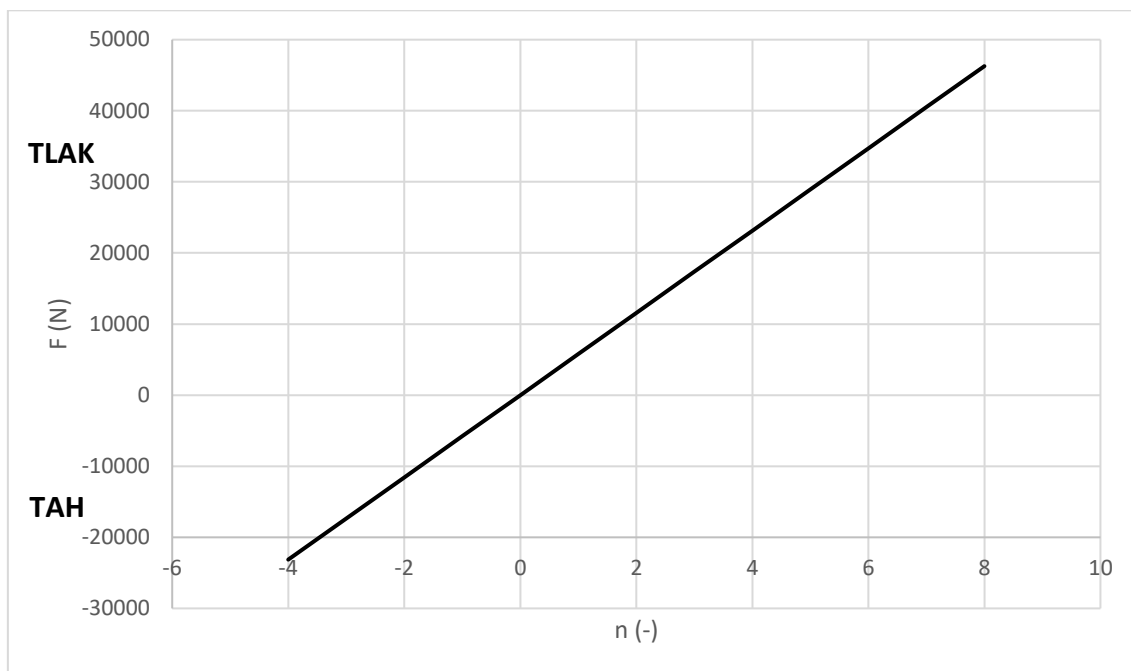
Obrázek 6 Průběh síly na hydraulický válec při zatahování podvozku

Tabulka 3 shrnuje výsledné hodnoty analýzy silových požadavků na pracovní válec soustavy ovládání podvozku.

Násobek n (-)	Minimální síla F_{\min} (N)	Maximální síla F_{\max} (N)
2	529	10412

Tabulka 3 Výsledné síly na pracovní válec při zatahování podvozku

4.3.3 Silové požadavky na pracovní válec při letu se zataženým podvozkem
Soustava ovládání podvozku dále musí podle předpisu při zataženém podvozkem odolávat maximálnímu letovému násobku. Průběh síly na pracovní válec podvozku v závislosti na násobku zatížení je na Obrázek 7.



Obrázek 7 Síla působící na pístnici při zataženém podvozku v závislosti na násobku zatížení

Tabulka 4 uvádí výsledné hodnoty silového působení na pístnici pracovního válce při zataženém podvozku.

Násobek n (-)	Velikost max. síly F_{\max} (N)	Směr působení síly
-4	23136	tah
8	46273	tlak

Tabulka 4 Výsledné maximální síly při zataženém podvozku

4.3.4 Pozemní zatížení pracovního válce podvozku

V této kapitole je proveden hrubý odhad pozemního zatížení podvozku a jeho důsledek na zatížení ovládací soustavy. Zatížení je počítáno při přistání podle předpisu. Tabulka 5 shrnuje zvolené parametry pro odhad.

Přistávací hmotnost	5500	kg
Maximální zdvih osy kola	195	mm
Maximální stlačení pneumatiky	50	mm
Účinnost tlumiče	0.8	

Tabulka 5 Zvolené parametry pro odhad pozemního zatížení

Podle předpisu nesmí být provozní násobek zatížení svislými setrvačnými silami při přistání menší než násobek vzniklý při přistání rychlostí klesání danou rovnicí (4.4). Tato rychlost ale nemusí být vyšší než $3,0 \text{ ms}^{-1}$ [1].

$$v_s = 4,4 \sqrt[4]{\frac{W}{S}} = 4,4 \sqrt[4]{\frac{12125,5 \text{ lbs}}{202,36 \text{ ft}^2}} = 12,2 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1} = 3,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4)$$

kde v ... svislá rychlost klesání
 W ... přistávací hmotnost letounu v librách
 S ... plocha křídla ve stopách čtverečních

Výsledná klesací rychlost pro výpočet násobku setrvačných sil tedy je $3,0 \text{ ms}^{-1}$.

Vzhledem k neznalosti polohy těžiště letounu je zatížení hlavního podvozku odhadnuto jako 94 % celkového zatížení [9]. Podle předpisu lze předpokládat, že během přistávacího nárazu působí vztlak křídel nepřesahující $2/3$ hmotnosti letounu.

Rovnice (4.5) a (4.6) slouží pro výpočet kinetické a potenciální energie letounu. Násobek reakcí země pak lze vypočítat pomocí rovnice (4.7) [10].

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot 0,94 \cdot m \cdot v_s^2 \quad (4.5)$$

kde E_k ... kinetická energie
 m ... hmotnost letounu
 v_s ... svislá rychlost

$$E_p = \frac{1}{3} \cdot 0,94 \cdot m \cdot g \cdot (x_t + x_s) \quad (4.6)$$

kde E_p ... potenciální energie
 m ... hmotnost letounu
 x_t ... maximální stlačení pneumatiky
 x_s ... maximální zdvih osy kola

$$n_{lg} = \frac{E_k + E_p}{0,94 \cdot m \cdot g \cdot \eta_s \cdot x_s} = \frac{\frac{1}{2} \cdot g \cdot v_s^2 + \frac{1}{3} \cdot (x_t + x_s)}{\eta_s \cdot x_s} \quad (4.7)$$

kde n_{lg} ... násobek reakcí země
 η_s ... účinnost tlumiče

$$n_{lg} = \frac{\frac{(3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}} + \frac{1}{3} \cdot (0,05 \text{ m} + 0,195 \text{ m})}{0,8 \cdot 0,195 \text{ mm}} = 3,46 \quad (4.8)$$

Pomocí násobku reakcí země je dopočítán finální odhad svislé síly působící na jednu podvozkovou nohu:

$$F_y = \frac{1}{2} \cdot n_{lg} \cdot m \cdot g = \frac{1}{2} \cdot 3,46 \cdot 5500 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 93342 \text{ N} \quad (4.9)$$

Za předpokladu momentové rovnováhy je pak dopočítána síla působící na pístnici zasunutého hydraulického válce. Síly působící ve směru pohybu letounu v této analýze nejsou uvažovány.

$$F = \frac{r_{lg}}{r} F_y = \frac{91 \text{ mm}}{154 \text{ mm}} \cdot 101827 \text{ N} = 55157 \text{ N} \quad (4.10)$$

Při přistání je tedy zasunutá pístnice pracovního válce podvozku zatížena tlakově silou 55425 N.

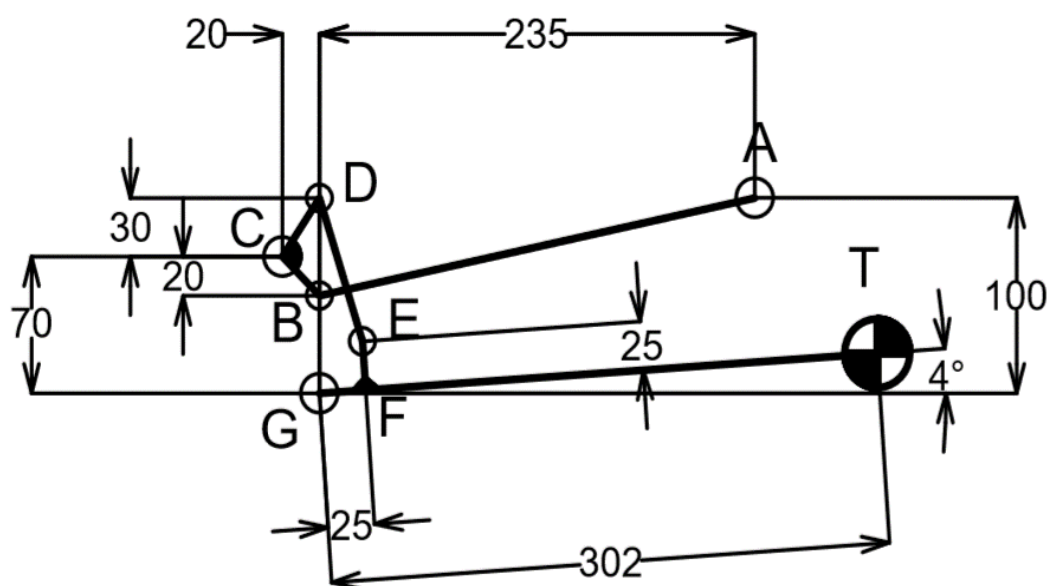
4.4 Silové požadavky na pracovní válec ovládání dvířek

Pro získání požadavků na pracovní okruh pro ovládání dvířek podvozku byla provedena podobná analýza jako u ovládání podvozkové nohy.

Obrázek 8 schematicky zobrazuje rozměry potřebné pro výpočet požadované síly hydraulického válce dvířek podvozku. Úsečka AB symbolizuje pracovní válec, BCD je páka, DE je táhlo a těleso EFGT pak dvířka podvozku, kde bod T je těžiště. Body A, C a G jsou závěsy mechanismu v konstrukci letounu a body E, D a B jsou rotační spojení jednotlivých součástí. Hmotnost dvířek byla z modelu odhadnuta na 1,2 kg.

Délka válce se zasunutou pístnicí	373	mm
Délka válce s vysunutou pístnicí	581	mm

Tabulka 6 Délkové rozměry pracovního válce dvířek



Obrázek 8 Schéma s rozměry pro dvířka podvozku

Síla působící na pracovní válec byla získána stejně jako v předchozím případě pomocí momentové rovnováhy. Tabulka 7 a Tabulka 8 shrnují vypočítané parametry pro návrh pracovního okruhu dvířek podvozku.

Násobek n (-)	Minimální síla F_{\min} (N)	Maximální síla F_{\max} (N)
2	132	219

Tabulka 7 Výsledné síly na pracovní válec při zavírání dvířek

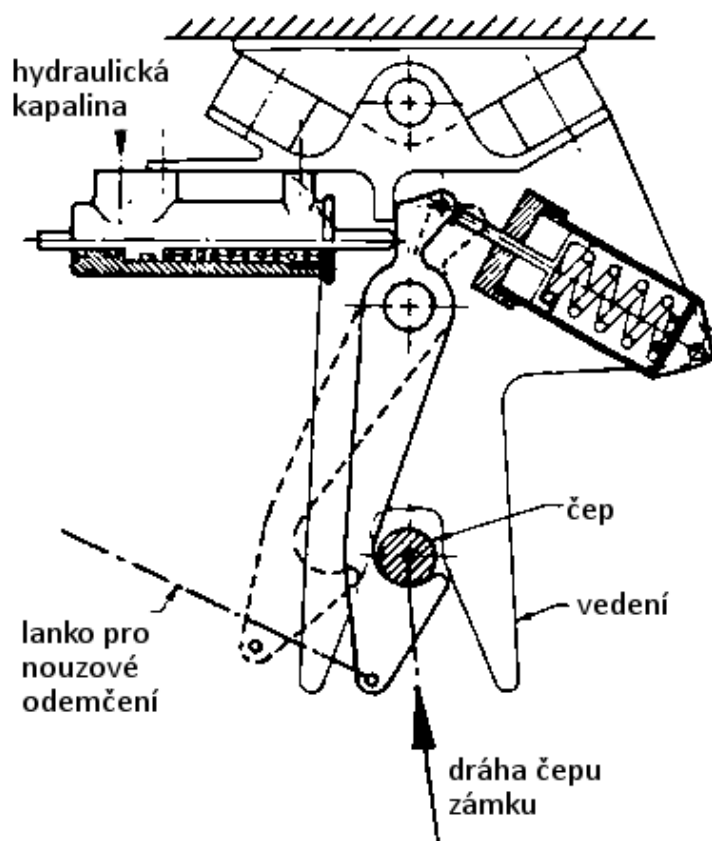
Násobek n (-)	Velikost max. síly F_{\max} (N)	Směr působení síly
-4	437	tlak
8	873	tah

Tabulka 8 Výsledné maximální síly při zavřených dvířkách podvozku

4.5 Vnější mechanický zámek

Zatažený podvozek je jištěn vnějším mechanickým zámkem. Obrázek 9 znázorňuje uspořádání takového mechanismu. Zámek funguje na principu háku a čepu. Vedení čepu dále zvyšuje spolehlivost soustavy.

Zámek zataženého podvozku musí vždy zajišťovat možnost nouzového odemčení (v tomto případě pomocí lanka). Nevýhodou tohoto typu zámku je vysoká hlučnost, což může být problém zejména v letounech, u kterých se počítá s civilními pasažéry. V typu letounu, pro který je ovládání podvozku navrhováno, toto nehraje velkou roli. Výhodou systému je naopak velká jednoduchost [11].



Obrázek 9 Vnější mechanický zámek – upraveno [11]

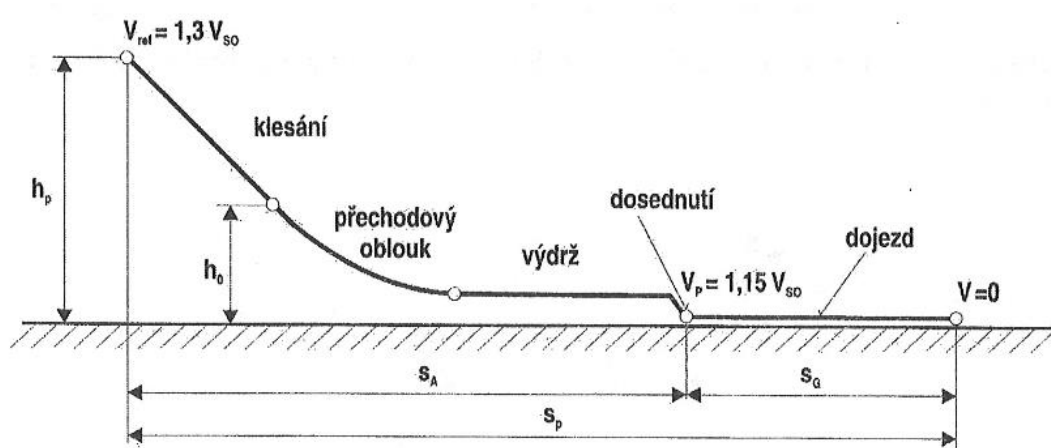
4.6 Požadavky na brzdy

Brzdy musí být schopny pohltit kinetickou energii letounu. Kinetická energie pohlcená jedním kolem je dána rovnicí (4.11) [1].

$$E = \frac{\frac{1}{2}mv_p^2}{N} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 5500 \cdot (1,15 \cdot 46,7)^2}{2} = 3,97 \text{ MJ} \quad (4.11)$$

kde E ... plocha pístu
 m ... hmotnost letounu
 v_p ... rychlost dosednutí letounu
 N ... počet brzděných kol

Obrázek 10 znázorňuje průběh přistání, jako rychlost dosednutí, která bude využita při výpočtech, je uvažována rychlost 1,15krát vyšší než pádová rychlost letounu s vysunutými klápkami v přistávací konfiguraci.



Obrázek 10 Průběh přistání [12]

Pro předběžný odhad délky dojezdu při použití brzd je využit vzorec (4.12) **Chyba!**
Nenalezen zdroj odkazů. [13].

$$x = 200 \left(\frac{v_p}{100} \right)^2 = 200 \left(\frac{1,15 \cdot 168}{100} \right)^2 \approx 750 \text{ m} \quad (4.12)$$

kde v_p ... rychlost dosednutí letounu

Z dráhy a rychlosti je poté dopočítáno průměrné zrychlení letounu při zpomalování a brzdná síla každého kola při dojezdu.

$$t = \frac{v_p}{a} \quad (4.13)$$

$$x = v_p t - \frac{at^2}{2} \quad (4.14)$$

$$a = \frac{v_p^2}{2x} = \frac{(1,15 \cdot 46,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2 \cdot 750 \text{ m}} = 1,92 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (4.15)$$

Bez uvažování ostatních sil brzdících letoun je předběžný odhad brzdné síly jednoho kola hlavního podvozku dán rovnicí (4.16).

$$F_B = \frac{a \cdot m}{2} = \frac{1,92 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 5500 \text{ kg}}{2} = 5280 \text{ N} \quad (4.16)$$

5 Návrh ovládání podvozku a brzd

5.1 Základní koncepce celé soustavy

Všechny součásti jsou ovládány prostřednictvím centrálních logické jednotek. Toho je docíleno prostřednictvím dílčích elektronických řídicích členů, které už přímo komunikují s řízenými součástmi. Centrální jednotka dále zajišťuje obousměrnou komunikaci s pilotem, tedy stará se o zpracování příkazů pilota a signalizaci stavu soustavy do pilotní kabiny.

Jeden tlakový okruh slouží k ovládání podvozku a dvířek. Každý podvozek má sice svůj vlastní zdroj tlakové energie, pracovní okruhy obou jsou ale spojeny, čímž je docíleno zálohování pro případ selhání jednoho z okruhů. Toto propojovací vedení se otevírá pouze v nouzových případech a vzhledem k malé vzdálenosti pravého a levého podvozku to nebude mít příliš velký vliv na hmotnost. Brzdy pak mají svůj vlastní tlakový okruh.

5.2 Hydraulická kapalina

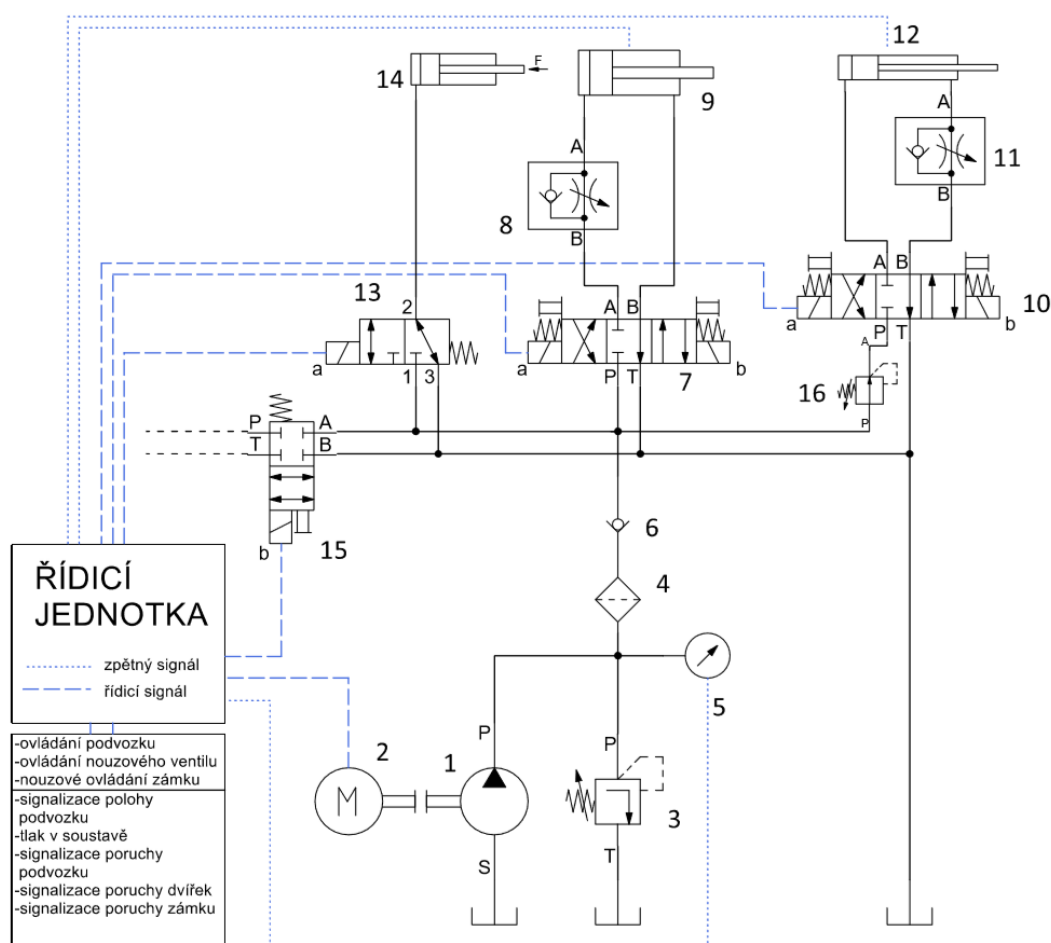
Hydraulická kapalina je základní a důležitá komponenta každého hydraulického silového nebo řídicího systému. Nejen, že hydraulická kapalina musí poskytovat médium pro účinný přenos energie, ale také musí zajišťovat mazání, chlazení a ochranu před korozí, nesmí docházet k nadměrným únikům. Kapalina by také měla vykazovat dlouhodobě stálé fyzikální vlastnosti ať už při skladování nebo při provozu. Důležitou vlastností hydraulické kapaliny je objemová stlačitelnost, vysoká stlačitelnost negativně ovlivňuje účinnost systému. Objem plynu v kapalině stlačitelnost zvyšuje. Další podstatnou vlastností je viskozita a její změna v závislosti na teplotě a tlaku. Kapaliny s nízkou viskozitou přenášejí energii s vyšší účinností, vysoká viskozita je zase důležitá pro mazání a omezení únikům kapaliny. [4]

Pro navrhovaný systém byla vybrána kapalina dle specifikace MIL-H-5606. Parametry kapaliny jsou uvedeny v Tabulka 9.

Barva	červená	
Hustota	0,882	g/cm ³
Kinematická viskozita (-40 °C)	491	mm ² /s
Kinematická viskozita (40 °C)	13,8	mm ² /s
Kinematická viskozita (100 °C)	5,1	mm ² /s

Tabulka 9 Parametry hydraulické kapaliny [14]

5.3 Návrh ovládání podvozku a dvířek



Obrázek 11 Schéma soustavy ovládání podvozku

- | | | |
|-------------------------|-----------------------------|----------------------|
| 1 – čerpadlo | 8 – škrticí ventil | 15 – nouzový ventil |
| 2 – elektromotor | 9 – pracovní válec podvozku | 16 – redukční ventil |
| 3 – pojistný ventil | 10 – šoupátkový rozvaděč | |
| 4 – filtr | 11 – škrticí ventil | |
| 5 – snímač tlaku | 12 – pracovní válec dvířek | |
| 6 – jednosměrný ventil | 13 – rozvaděč zámku | |
| 7 – šoupátkový rozvaděč | 14 – hydr. válec zámku | |

Ovládání podvozku je koncepčně řešeno jako soustava s čerpadlem o konstantním průtoku a elektromotorem s konstantními otáčkami. Pracovní okruhy ovládání podvozku a dvířek jsou opatřeny škrticími ventily, které mají za úkol zpomalovat pohyb hydraulických válců při zasunování nebo vysunování, protože tíhová síla působí ve směru otevírání dvířek a vysouvání podvozku.

Provozní tlak hydraulické soustavy je zvolen 21 MPa (3000 psi).

5.3.1 Pracovní válec podvozku

K ovládání podvozkové nohy slouží jeden hydraulický válec (přímočarý hydromotor). Při zatahování podvozku se pístnice vysunuje a tlak působí na celou plochu pístu, která je pak dána rovnicí (5.1) [15]. Jako pracovní tlak válce jsou uvažovány dvě třetiny provozního tlaku hydraulické soustavy.

$$S = \frac{F_{max}}{\frac{2}{3} \cdot p} \quad (5.1)$$

kde S ... plocha pístu
 F_{max} ... maximální požadovaná síla
 p ... nominální tlak hydraulické soustavy

Po dosazení do rovnice:

$$S = \frac{10412 \text{ N}}{\frac{2}{3} \cdot 21 \text{ MPa}} = 743,7 \text{ mm}^2 \quad (5.2)$$

Z plochy pístu je možné dopočítat požadovaný průměr pístu:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 743,7 \text{ mm}^2}{\pi}} = 30,77 \text{ mm} \quad (5.3)$$

Pro návrh je zvolen nejbližší vyšší standardizovaný průměr podle ISO [16], což je 32 mm.

Potřebný zdvih hydraulického válce lze získat z maximální a minimální délky válce z kinematického návrhu:

$$s = 575 \text{ mm} - 373,5 \text{ mm} = 201,5 \text{ mm} \quad (5.4)$$

Objem válce je pak:

$$V = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot s = \pi \cdot \frac{32^2}{4} \cdot 201,5 = 162056 \text{ mm}^3 \quad (5.5)$$

Maximální doba pro zatažení podvozku by měla být 10 s [11]. Tento čas zahrnuje celý úkon zatahování podvozku včetně uzamčení, pro samotný pohyb podvozkové nohy byl tedy zvolen čas 8 s. Ze zdvihu pracovního válce a času lze získat průměrnou rychlost pohybu pístu:

$$v_p = \frac{s}{t} = \frac{201,5 \text{ mm}}{8 \text{ s}} = 25,2 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.6)$$

Při maximálním kladném násobku zatížení by při zataženém podvozku na hydraulický válec působila síla vysoká 46273 N. Při požadavku předpisu, aby byl tlak roztržení alespoň 2,5násobkem provozního tlaku, by musel být hydraulický válec dimenzován na velmi vysoký tlak. Při návrhu se ovšem uvažuje, že tíhu podvozkové nohy při kladných násobcích zachytí vnější mechanický zámek

5.3.1.1 Vnitřní zámky

Hydraulický válec je při vysunutém podvozku (válec je tedy zatažen) uzamčen pomocí vnitřního mechanického kuličkového zámku. Rozdíl mezi délkou válce v zasunuté poloze a zdvihem by měl být pro použití jednoho vnitřního zámku alespoň 150 mm (6 in) [11]. Navržený mechanismus tento požadavek splňuje (daný rozdíl činí 172 mm).

5.3.1.2 Pístnice

Pístnice je namáhána tlakovým, nebo tahovým napětím. Největší tahové namáhání nastává při maximálním záporném násobku letu se zataženým podvozkem. Při maximálním kladném násobku je tíha podvozkové nohy částečně zachycena vnějším mechanickým zámkem. Rozhodující maximální zatížení je ovšem při přistání, kdy na pístnici působí maximální tlaková síla.

Pro pístnici byla zvolená ocel ČSN 41 2050, povrch pístnice je chromován.

Označení oceli	ČSN 41 2050 (12 050)	
Mez pevnosti	540	MPa
Mez kluzu	350	MPa
Modul pružnosti	211	GPa

Tabulka 10 Vlastnosti oceli 12 050 [17]

Při výpočtech se uvažuje početní zatížení podle následujícího vzorce:

$$F_{poč} = 1,5 \cdot F_{prov} \quad (5.7)$$

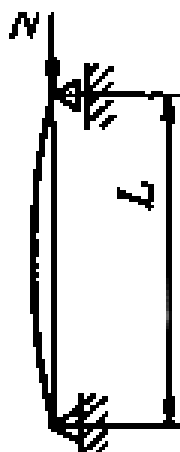
K výpočtu jsou využity rovnice pro napětí při tahovém namáhání (5.8) a Eulerova rovnice pro kritickou sílu při tlakovém zatížení prutu (5.9) [18]. Tvar Eulerovy rovnice je uvažován pro případ s oboustranným kloubovým uložením (Obrázek 12). Toto uložení neodpovídá přesně podmínkám pro pístnici, jedná se ale o konzervativnější přístup, takže nedojde ke snížení bezpečnosti oproti reálnému zatížení.

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (5.8)$$

kde σ ... napětí při tlakovém namáhání
 F ... síla na pístnici
 S ... plocha průřezu pístnice

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L^2} \quad (5.9)$$

kde F_{krit} ... Eulerova kritická síla
 E ... Youngův modul pružnosti materiálu
 J ... kvadratický modul průřezu
 L ... délka pístnice



Obrázek 12 Typ vzpěru pro výpočet pístnice [18]

Minimální požadovaný průměr pístnice je pak získán z následujících vztahů:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,5 \cdot F}{\pi \cdot R_{p0,2}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,5 \cdot 55157 \text{ N}}{\pi \cdot 350 \text{ MPa}}} = 17,4 \text{ mm} \quad (5.10)$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 1,5 \cdot F \cdot L^2}{E \cdot \pi^3}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 1,5 \cdot 55157 \cdot 201,5^2}{211000 \text{ MPa} \cdot \pi^3}} = 13,5 \text{ mm} \quad (5.11)$$

Pro návrh pístnice je rozhodující maximální tlakové napětí, požadovaný průměr tedy je alespoň 17,4 mm. Nejblíží vyšší standardizovaný průměr je 18 mm.

5.3.1.3 Výsledný návrh hydraulického válce

Pracovní tlak	14	MPa
Zdvih	201,5	mm
Průměr pístu	32	mm
Průměr pístnice	18	mm
Objem válce	162056	mm ³

Tabulka 11 Parametry pracovního válce podvozku

5.3.2 Pracovní válec ovládání dvířek

Podobným způsobem jako v předešlé kapitole je navršen hydraulický válec sloužící k otvírání a zavírání dvířek podvozku. Vzhledem k tomu, že se jedná o vedlejší pracovní okruh s mnohem menšími silovými požadavky.

Výpočet byl proveden pomocí stejných postupů a metod jako při návrhu hydraulického válce pro ovládání podvozkové nohy. Následující tabulka shrnuje výsledné parametry pracovního válce pro ovládání dvířek podvozku.

Pracovní tlak	5,5 MPa
Zdvih	35 mm
Průměr pístu	16 mm
Průměr pístnice	12 mm
Objem válce	7055 mm ³

Tabulka 12 Parametry pracovního válce dvířek podvozku

Válec je v zasunuté poloze (zavřená dvířka) zajištěn vnitřním mechanickým zámkem. Rozdíl mezi délkou válce v zasunuté poloze a zdvihem je 205 mm, což splňuje požadavky na zabudování zámků (150 mm) [11].

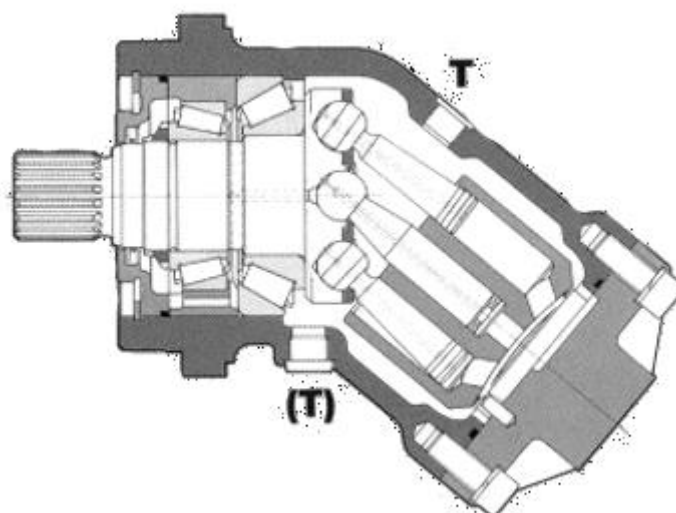
Bezpečnost pístnice z pevnostního hlediska je 7,1 k meznímu stavu ztráty stability v tlaku a 5,5 k mezi kluzu.

Doba otvírání a zavírání dvířek je volena na 1,2 s.

5.3.3 Návrh hydrogenerátoru

Ke generování hydraulické energie je v soustavě využito axiální pístové čerpadlo.

Pístová axiální čerpadla se ve srovnání s ostatními druhy (zubová, lamelová) vyznačují možností využít pro vysoké pracovní tlaky a také poměrně vysokou účinností. Oproti radiálním pístovým čerpadlům jsou čerpadla axiální náročnější na výrobu, ale mají značně menší rozměry a hmotnost [2].



Obrázek 13 Neregulační axiální pístové čerpadlo [19]

Jednotlivé pracovní okruhy ovládání podvozku a dvířek nepracují současně, takže agregát pro generování tlakové energie je navržen pro splnění požadavků nejnáročnějšího pracovního okruhu, což je v tomto případě ovládání podvozkové nohy.

Průtok hydrogenerátoru je dán rovnicí (5.12) [20].

$$Q = S \cdot v_p \quad (5.12)$$

kde Q ... průtok hydrogenerátoru
 S ... plocha pístu pracovního válce podvozku
 v_p ... rychlost pístnice

$$Q = \frac{\pi \cdot (32 \text{ mm})^2}{4} \cdot 25,2 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} = 20267 \text{ mm}^3 \text{s}^{-1} \quad (5.13)$$

$$Q = 1,216 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1}$$

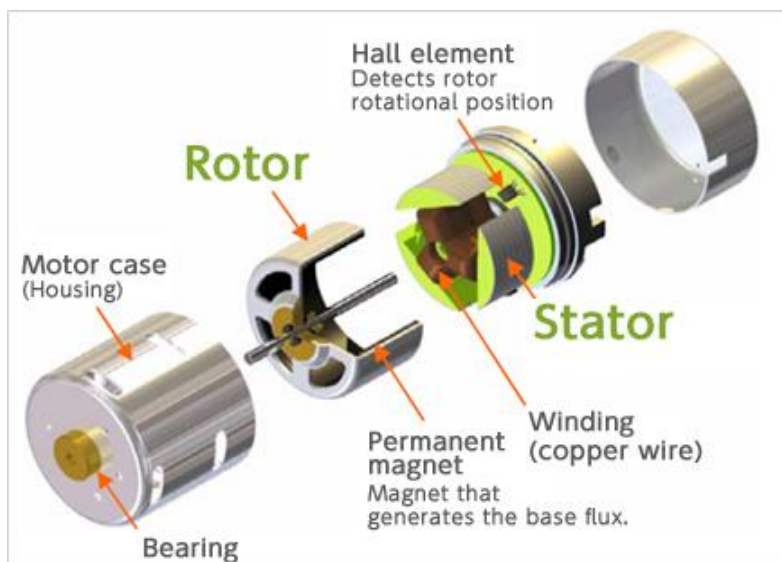
Otáčky čerpadla jsou voleny 800 ot/min. Požadovaný objem na otáčku je pak vypočítán pomocí rovnice (5.14).

$$q = \frac{Q}{n} = \frac{1,216 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1}}{800 \text{ min}^{-1}} = 1,52 \text{ cm}^3 \quad (5.14)$$

S ohledem na objemovou účinnost je zvolena vyšší hodnota 1,8 cm³.

5.3.4 Elektromotor

K pohonu hydrogenerátoru je využit bezkartáčový synchronní elektromotor. Mezi hlavní výhody tohoto motoru patří velká životnost a vysoká účinnost. Nevýhodou je naopak vyšší cena [21].



Obrázek 14 Bezkartáčový elektromotor [22]

Příkon poháněného čerpadla je dán rovnicí (5.15). Odhad účinnosti čerpadla je $\eta = 0,9$ [2].

$$P = \frac{Q \cdot p}{\eta} = \frac{2,03 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \cdot 21000000 \text{ Pa}}{0,9} = 474 \text{ W} \quad (5.15)$$

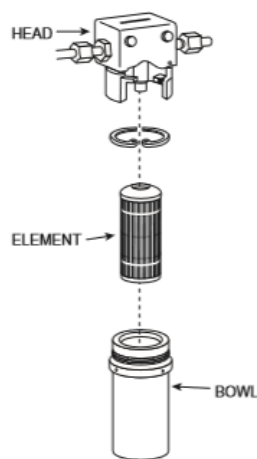
Výkon elektromotoru pro pohon hydrogenerátoru tedy musí být alespoň 474 W.

5.3.5 Filtr

Kvůli vysokým požadavkům na čistotu hydraulické kapaliny je potřeba zvážit použití filtru v obvodu. Nečistoty mohou způsobit pokles průtokové účinnosti, zvýšení třecích sil pístů, změnu překrytí šoupátek nebo odporu trysek. V důsledku pak snižují spolehlivost a životnost celého systému [20].

Filtr má za úkol zachytit všechny nečistoty větší než $5 \mu\text{m}$, což odpovídá požadavkům současných hydraulických zařízení na čistotu kapaliny. U filtru je nutné dbát na pravidelnou údržbu a výměnu zanesené vložky [15].

Pro navrhovaný obvod byl zvolen průtokový tlakový čistič s papírovou vložkou, který je umístěn ve výtlačném potrubí hydrogenerátoru.



Obrázek 15 Sestava filtru [15]

5.3.6 Rozvaděč

K ovládání podvozku i dvířek slouží třípolohové čtyřcestné šoupátkové rozvaděče ovládané pomocí solenoidů. Dvoupolohový třícestný rozvaděč ovládá válec vnějšího mechanického zámku.

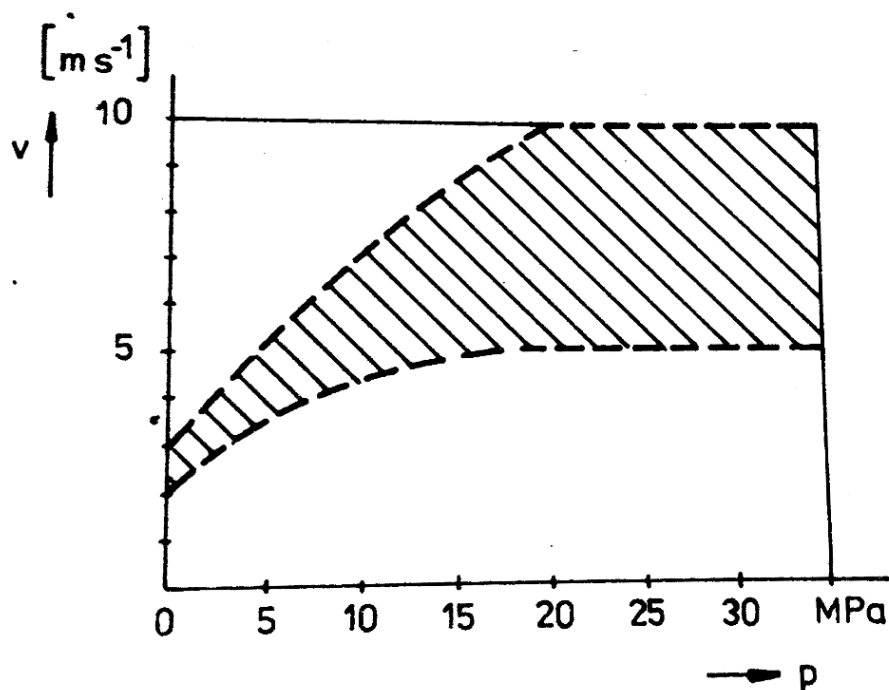


Obrázek 16 Třípolohový rozvaděč ovládaný pomocí solenoidů [23]

5.3.7 Vedení kapaliny

Rychlost kapaliny ve vedení se volí v závislosti na pracovním tlaku. Obrázek 17 znázorňuje doporučené hodnoty rychlosti hydraulické kapaliny. Celé zařízení je navíc uvažováno jako kompaktní blok, takže se nepředpokládá žádné dlouhé vedení hydraulické kapaliny.

Pro přenos kapaliny do válců dvířek a zámku je vzhledem k vzájemnému pohybu částí podvozku nutné použít hadici například ze syntetické olejivzdorné pryže.



Obrázek 17 Diagram pro volbu rychlosti kapaliny v závislosti na tlaku v obvodu [20]

Zvolená rychlost hydraulické kapaliny je 6 m/s. Vnitřní průměr trubky vedení je vypočítán pomocí následujícího vztahu:

$$d = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4Q}{v \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20267 \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{6000 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \pi}} = 2,07 \text{ mm} \quad (5.16)$$

Výsledný zvolený vnitřní průměr je 2 mm.

Trubky lze považovat za silnostěnné konstrukce vzhledem k malému rozdílu mezi středním poloměrem a tloušťkou stěny, přípustné tlaky jsou ale obvykle dány normou nebo výrobcem a pro kontrolní výpočet lze také využít vztah (5.17) pro výpočet tloušťky stěny tenkostěnné nádoby [20].

$$s = \frac{p_{\max} \cdot d}{2 \cdot \sigma_D} \quad (5.17)$$

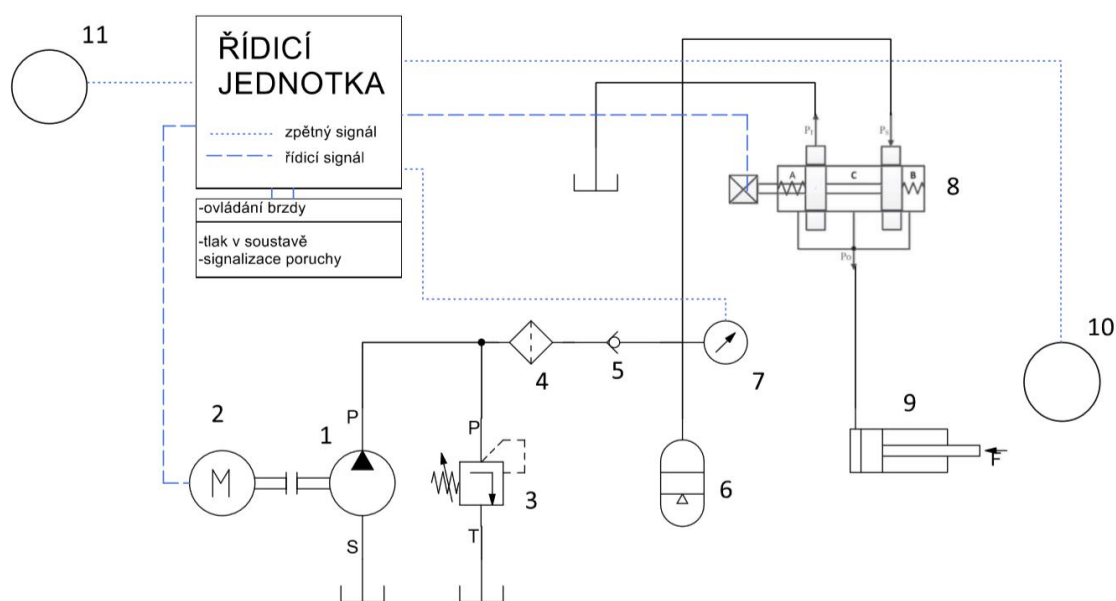
kde s ... tloušťka stěny
 p_{\max} ... maximální vnitřní tlak
 d ... průměr trubky
 σ_D ... dovolené napětí

Jako materiál pro trubky je volena ocel 1.4404 s mezí kluzu 220 MPa. Maximální tlak je dán jako 2,5násobek nominálního tlaku. Minimální potřebná tloušťka stěny pro tlak pak je

$$s = \frac{2,5 \cdot 21 \text{ MPa} \cdot 2 \text{ mm}}{2 \cdot 220 \text{ MPa}} = 0,24 \text{ mm} \quad (5.18)$$

Pro soustavu jsou voleny trubky se stěnou 0,5 mm.

5.4 Návrh ovládání brzd



Obrázek 18 Schéma soustavy ovládání brzd

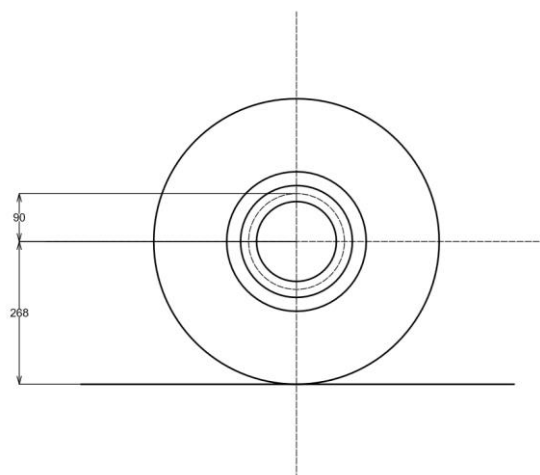
- | | |
|------------------------|-----------------------------------|
| 1 – čerpadlo | 8 – proporcionální tlakový ventil |
| 2 – elektromotor | 9 – brzdový válec |
| 3 – pojistný ventil | 10 – snímač otáček brzděného kola |
| 4 – filtr | 11 – snímač otáček předního kola |
| 5 – jednosměrný ventil | |
| 6 – akumulátor | |
| 7 – snímač tlaku | |

Celý obvod lze vypínat/zapínat pomocí spínače v kabině. Brzdy jsou ovládány pomocí potenciometrů v pedálech. Pokud je obvod zapnut a alespoň jedno kolo se otáčí, signál od pilota je zpracován v řídicí jednotce. Intenzita brzdění závisí na tlaku kapaliny v brzdovém válci, který je regulován pomocí tlakového proporcionálního ventilu. Tlakovou energii obvodu dodává zubové čerpadlo poháněné elektromotorem. Pro

zvolený průtok $500 \text{ mm}^3\text{s}^{-1}$ je navržen elektromotor o výkonu 6 W. Maximální brzdící tlak je 7 MPa. Tlak v tlakovém okruhu je 10 MPa.

5.4.1 Brzdy

Letoun má kotoučové brzdy, při výpočtu potřebné plochy brzdových válců je vycházeno z rovnováhy mezi momentem třecí síly kola a momentem třecí síly brzdového kotouče. Při výpočtu není uvažováno stlačení pneumatiky.



Obrázek 19 Rozměry pro výpočet brzdění

Třecí síla brzdového kotouče je pak dána následujícím vztahem [11]:

$$F_t = \frac{F_B \cdot r}{r_{ef}} = \frac{5280 \text{ N} \cdot 268 \text{ mm}}{90 \text{ mm}} = 15723 \text{ N} \quad (5.19)$$

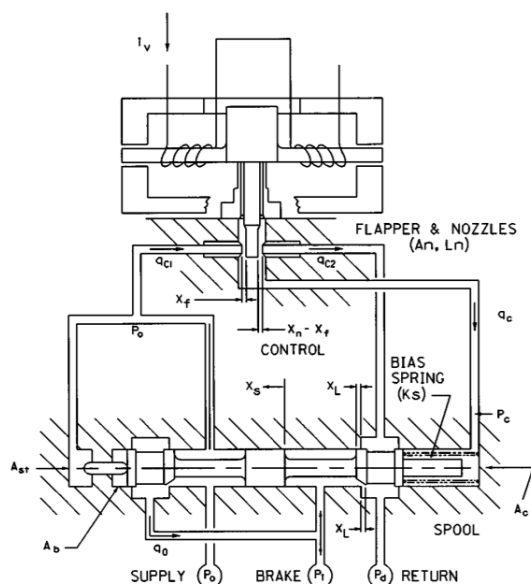
kde F_B ... brzdná síla
 r poloměr kola
 r_{ef} efektivní poloměr brzdového kotouče

Plocha čelního průřezu brzdových válců je pak dána rovnicí (5.20). Jako součinitel tření brzdy je volena běžná hodnota 0,6 [24].

$$S_b = \frac{F_t}{\mu_t \cdot p} = \frac{15723 \text{ N}}{0,6 \cdot 7000000 \text{ Pa}} = 3744 \text{ mm}^2 \quad (5.20)$$

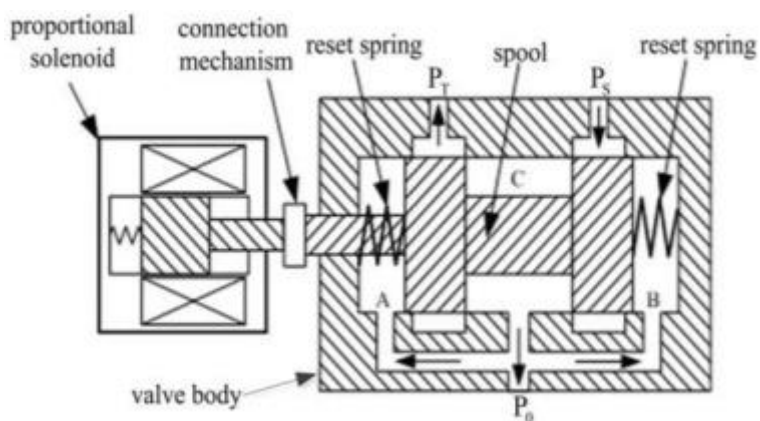
5.4.2 Řídicí ventil

Při návrhu ovládání brzd byly uvažovány dvě základní koncepce: ovládání tlaku v brzdách pomocí servoventilu (Obrázek 20) a ovládání pomocí proporcionálního ventilu (Obrázek 21).



Obrázek 20 Elektro-hydraulický servoventil [25]

Pro navrhovaný systém byla nakonec zvolena možnost s proporcionálním rozvaděčem. Hlavním důvodem pro tuto volbu byla složitost a horší spolehlivost servoventilů, jejichž systém trysek a klapky je poměrně náchylný na poruchy a velice citlivý na čistotu kapaliny.



Obrázek 21 Elektro-hydraulický proporcionální rozvaděč [26]

Podrobnějším parametrům a dynamickým charakteristikám proporcionálního rozvaděče je věnována kapitola 6 Simulace.

5.4.3 Akumulátor

Akumulátor slouží převážně k akumulaci tlakové energie, tedy k využití při špičkovém odběru, k udržování konstantního tlaku při vypnutém hydrogenerátoru nebo jako nouzový zdroj pro dokončení započatého pracovního cyklu při poruše hydrogenerátoru. Akumulátor také tlumí tlakové rázy a pulzace a umožňuje kompenzaci tlakové roztažnosti [20].

V navrženém obvodu je zařazen pístový plynový akumulátor do tlakové větve hydrogenerátoru. Tento akumulátor má primárně za úkol tlumit pulzace hydrogenerátoru a v případě poruchy může sloužit i jako nouzový zdroj energie. Akumulátor by měl být navržen tak, aby byl schopen dodat dostatek tlakové energie pro brzdění letounu jako při fungujícím hydraulickém agregátu.

5.5 Řídicí jednotka

Řídicí jednotky jsou řešeny jako jednoúčelové vestavěné počítače. Vzhledem k tomu, že navrhovaná koncepce přenáší řadu úkonů na řídicí software, je třeba mu věnovat velkou pozornost. Programy pro ovládání podvozku a brzd by měly být rozsáhle testovány, aby bylo docíleno vysoké spolehlivosti. Všechny řídicí jednotky jsou navíc pro případ poruchy zálohovány.

Výhodou velkého využití elektronického řízení je možnost měnit do jisté míry funkce celé soustavy pouze nahráním nového programu oproti nutnosti upravovat hydraulické obvody, což může být velice nákladná činnost.

5.5.1 Řízení podvozku a dvířek

Jedna zálohovaná řídicí jednotka zajišťuje ovládání pravého i levého podvozku a dvířek. Pokud dá pilot příkaz k zatažení nebo vysunutí podvozku, řídicí jednotka nejdříve otevře dvířka podvozku. V momentě, kdy jsou dvířka podle signálu ze snímače polohy otevřena, jednotka nejdříve vyšle signál k rozvaděči mechanického zámku a odemkne ho a poté

k rozvaděči podvozku a dojde k vysunutí/zatažení podvozkové nohy. Poté jsou opět dvířka uzavřena (přičemž řídicí jednotka má informace o podvozkové noze ze snímače polohy). Pilot je o poloze podvozku informován.

V případě poruchy tlakového okruhu je pilot nucen otevřít nouzový ventil. V takovém případě není možné vzhledem k maximálnímu průtoku čerpadla vysunovat pravý i levý podvozek současně. V této situaci řídicí jednotka ovládá rozvaděče sekvenčně, takže nejdříve se vysune podvozek na jedné straně a poté na straně druhé.

5.5.2 Řízení brzd

Jedna zálohovaná řídicí jednotka má na starosti ovládání brzdy pravého i levého kola. Celá brzdná soustava se zapíná spínačem v kabině. Po zapnutí soustavy a v případě, že se alespoň jedno kolo otáčí, řídicí jednotka zpracovává signál z potenciometrů na pravém a levém pedálu.

Při brzdění jednotka srovnává otáčky brzděného kola a předního kola. V případě, že dojde k prokluzu brzděného kola, řídicí jednotka automaticky sníží tlak v brzdě tohoto kola. Vzhledem k tomu, že celý protiskluzový systém je řešen digitálně, je možné pouze pomocí úpravy softwaru měnit mezní skluz, při kterém dojde ke snížení tlaku, případně další parametry.

Brzdy obou kol je možno ovládat nezávisle na sobě, je tedy možné diferenciované brzdění.

6 Simulace

Tato kapitola je věnována zkoumání dynamických vlastností soustavy brzd. Modelování soustavy je prováděno v programu MATLAB/Simulink. Simulink je grafický programovací program, který je primárně ovládán pomocí blokových diagramů simulovaných soustav.

6.1 Základní rovnice soustavy

Proporcionální tlakový ventil je popsán následujícími rovnicemi:

Rovnice (6.1) popisuje průtok šoupátkovým rozvaděčem [27]. Rovnice (6.2) popisuje silovou rovnováhu šoupátka, rovnice (6.3) průtok a přenosová funkce (6.4) pak vztah mezi proudem do solenoidu a výstupním tlakem [26].

$$Q = k_x x - \Delta p k_p \quad (6.1)$$

kde x ... posun šoupátka

k_x, k_p ... průtokové součinitele

$$k_i i + p_2(S_1 - S_2) - p_0 S_3 = k_1 x + m_s \ddot{x} + B_v \dot{x} + k_2 x \quad (6.2)$$

kde i ... proud

k_i ... silový součinitel solenoidu

S_1, S_2, S_3 ... plochy šoupátka

k_1, k_2 ... tuhosti pružin

B_v ... koeficient kapalného tření

m_s ... hmotnost šoupátka

$$\Delta Q = \frac{V_1 + V_2}{E} \frac{dp_0}{dt} - A_3 \frac{dx}{dt} + (A_1 - A_2) \frac{dx}{dt} \quad (6.3)$$

kde V_1, V_2 ... objemy komor rozvaděče

E ... plochy šoupátka

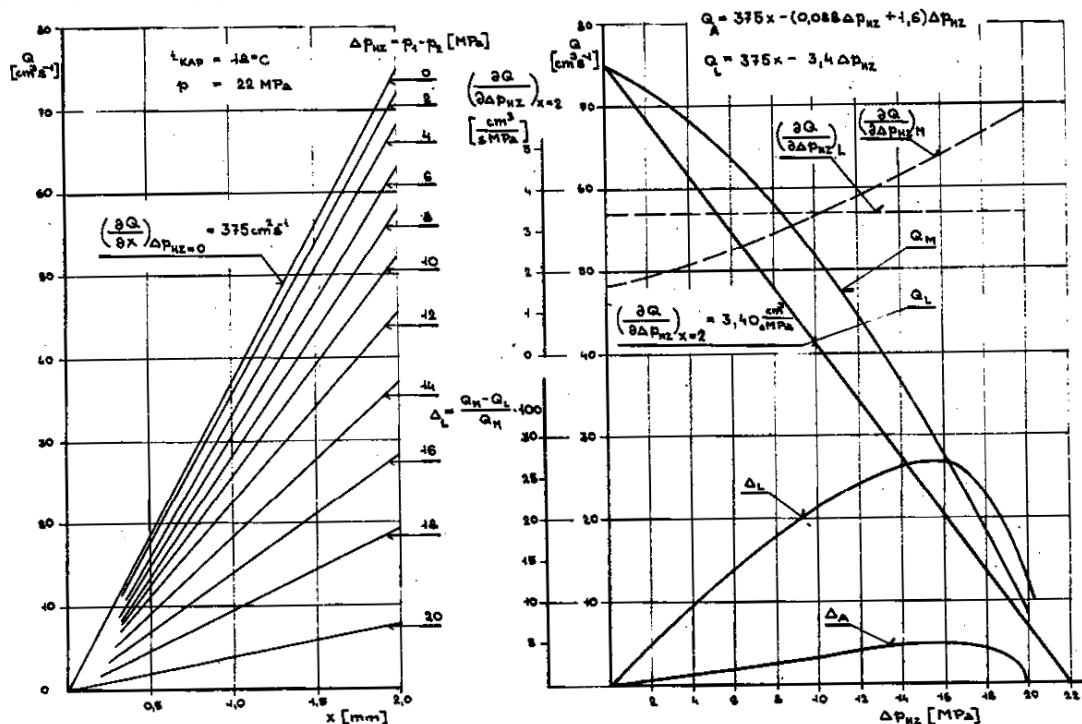
$$\frac{p_2(s)}{I(s)} = \frac{A}{B} \quad (6.4)$$

kde $A = k_i[k_x + (A_2 + A_3 - A_1)s]$

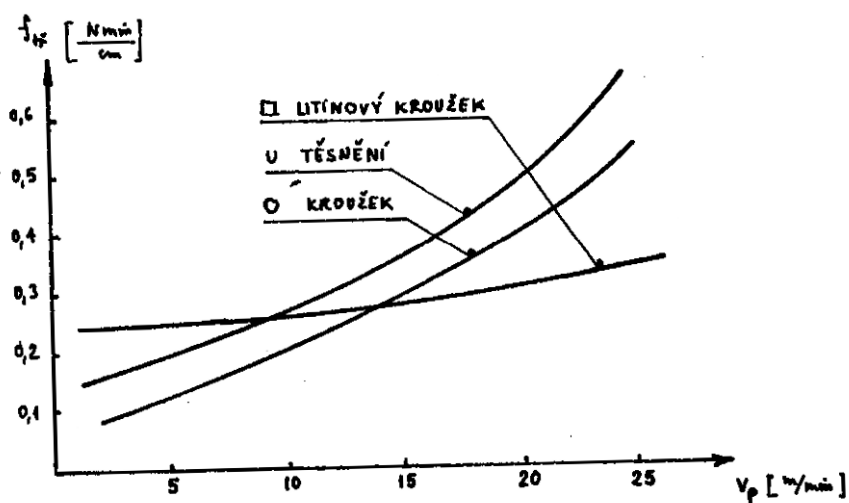
$$\begin{aligned} B = & (k_1 k_p + k_2 k_p + m_s s^2 k_p + B_v s) \sqrt{2} \\ & + [k_x + (A_2 + A_3 - A_1)s](A_2 + A_3 - A_1) \\ & + \frac{V_1 + V_2}{E} (k_1 s + k_2 s + m_s s^3 + B_v s^2) \end{aligned}$$

6.2 Volba koeficientů

Obrázek 22 byl využit ke zjištění průtokových součinitelů šoupátka, Obrázek 23 pak sloužil k určení součinitele kapalného tření.



Obrázek 22 Charakteristiky šoupátkového rozvaděče



Obrázek 23 Součinitel kapalného tření

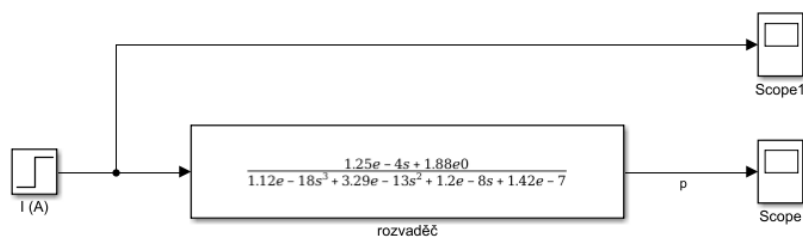
Následující tabulka shrnuje použité koeficienty. Další hodnoty byly čerpány z článku od Bing Li [26], případně byly po několika zkušebních výpočtech modifikovány.

k_x	3,75e-2	m ² /s
k_p	3.40E-12	m ³ /sPa
k_1	4.00E+03	N/m
k_2	6.00E+03	N/m
k_i	5.00E+01	N/A
S_1	1.50E-05	m ²
S_2	2.50E-06	m ²
S_3	1.50E-05	m ²
B_v	2.50E+03	Ns/m
m_s	1.00E-02	kg
V_1	7.50E-08	m ³
V_2	8.00E-08	m ³
E	1.38E+09	N/m ²

Tabulka 13 Parametry modelu proporcionálního rozvaděče

6.3 Model rozvaděče

Šoupátkový rozvaděč byl v Simulinku simulován pomocí bloku přenosové funkce (Transfer Fcn). Proud v solenoidu je využit jako vstup, brzdný tlak je výstup soustavy.



Obrázek 24 Model přenosové funkce rozvaděče v Simulinku

Z přenosové funkce (6.4) byla po dosazení parametrů vyjádřena rovnice v následujícím tvaru:

$$\frac{p_2(s)}{I(s)} = \frac{As + B}{Cs^3 + Ds^2 + Es + F} \quad (6.5)$$

kde $A = 1,25e-4$

$B = 1,88$

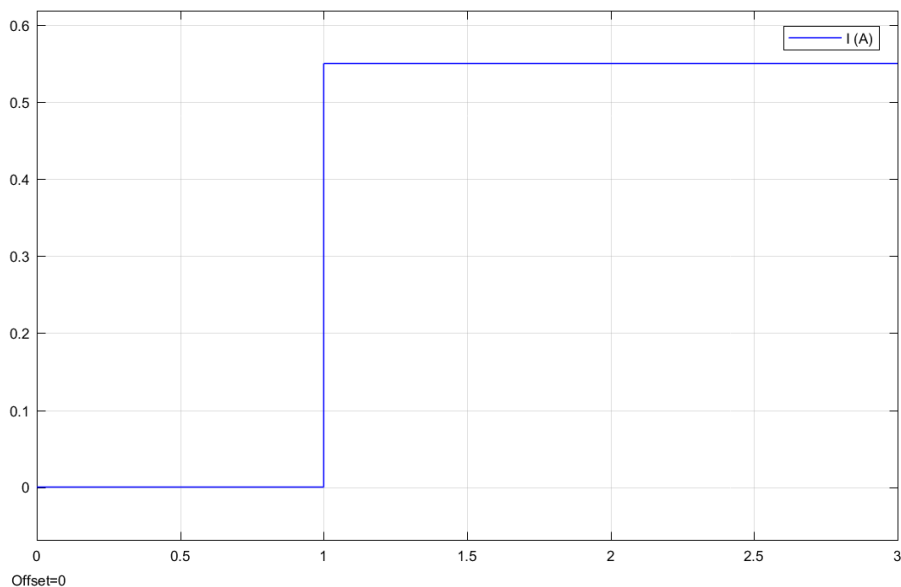
$C = 1,12e-18$

$D = 3,29e-13$

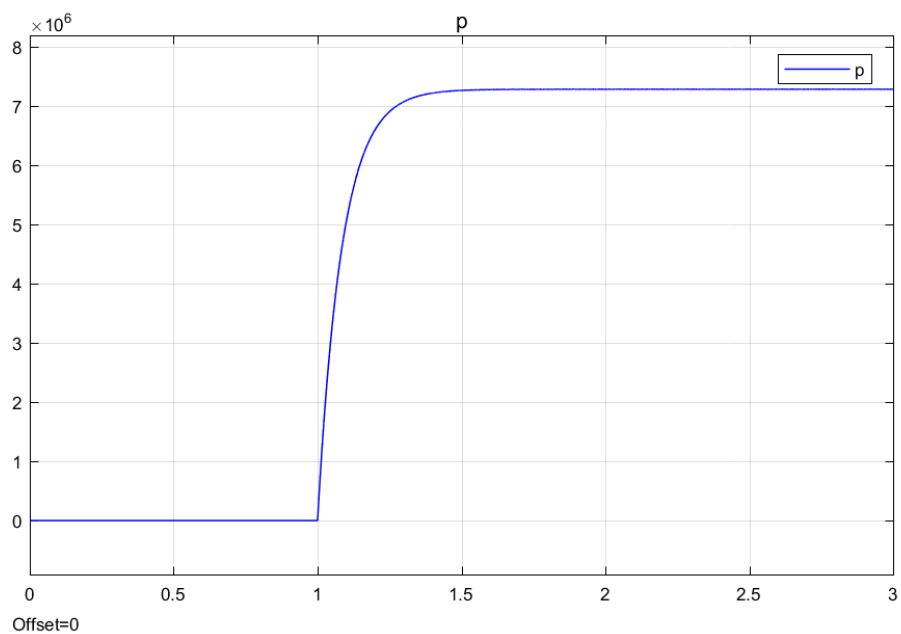
$E = 1,2e-8$

$F = 1,42e-7$

Obrázek 26 zobrazuje odezvu rozvaděče na skokový signál (Obrázek 25). Z charakteristiky je patrné, že maximálního tlaku je dosaženo přibližně za 1,5 s po obdržení signálu.

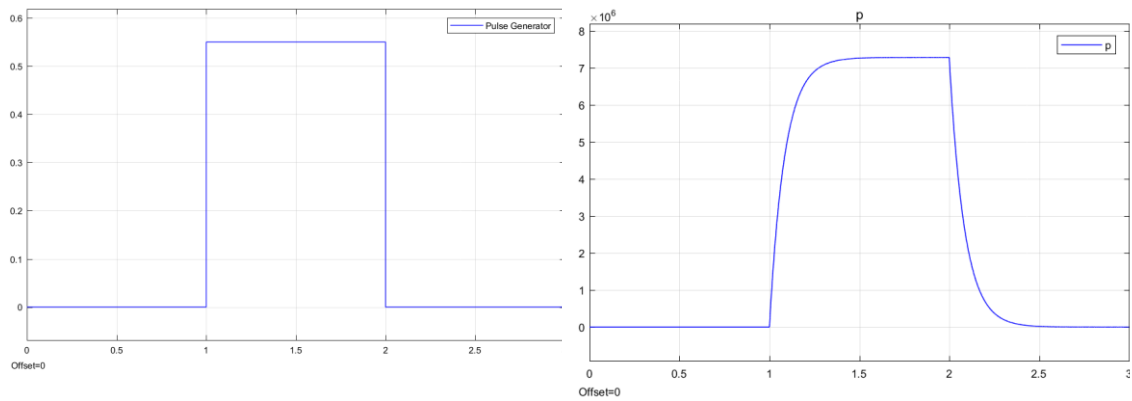


Obrázek 25 Vstupní skokový signál



Obrázek 26 Výstupní tlak – odezva na skokový signál

Na následujícím obrázku je charakteristika rozvaděče pro sekundový pulz.



Obrázek 27 Charakteristika systému při sekundovém pulzu

6.4 Model brzdění letounu

V této kapitole je simulační model proporcionálního rozvaděče využit k simulaci brzdění letounu.

Rovnice (6.6) charakterizuje vztah mezi brzdným momentem a tlakem v brzdových válcích. Parametry, které jsou uvažovány jako konstantní jsou shrnuty do jednoho součinitele k_B .

$$M_B = \mu_t \cdot S \cdot r_{ef} \cdot p = k_B \cdot p \quad (6.6)$$

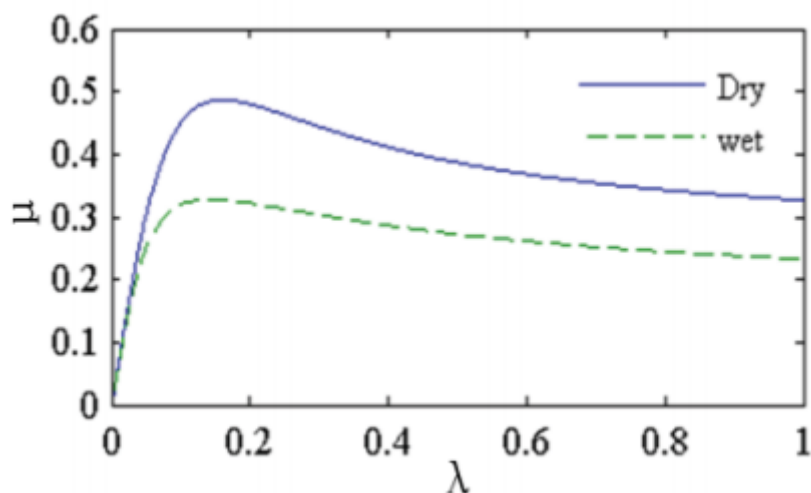
kde	M_B	... brzdný moment
	μ_t	... součinitel tření brzd
	S	... plocha brzdových válců
	r_{ef}	... efektivní poloměr brzdového kotouče
	p	... brzdný tlak

Třecí síla mezi zemí a kolem je vyjádřena vztahem (6.7).

$$F_t = \mu \cdot \frac{0,94 \cdot m \cdot g}{2} \quad (6.7)$$

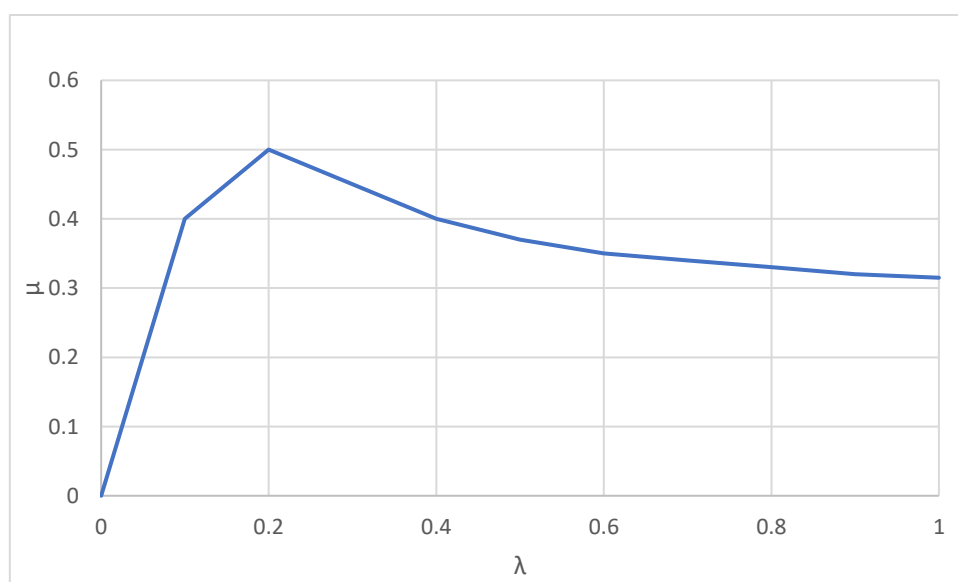
kde	μ	... součinitel tření mezi kolem a zemí
	m	... hmotnost letounu

Součinitel tření mezi kolem a zemí lze vyjádřit v závislosti na relativním prokluzu. Obrázek 28 takovou závislost zobrazuje. V Simulinku byla tato funkce namodelována pomocí bloku Lookup Table, do kterého jsou zadány souřadnice křivky charakteristiky. Samotný blok se pak automaticky postará o nalezení vhodných hodnot na základě vstupu a interpolaci k dosažení aproximované hodnoty součinitele tření.



Obrázek 28 Závislost součinitele tření kola na relativním skluzu [26]

Závislost tření na skluzu ovlivňuje velké množství parametrů. Jak je patrné na obrázku, jedním z těchto parametrů je stav přistávací dráhy, v tomto případě je patrný rozdíl mezi suchou a mokrou dráhou. V simulovaném modelu je uvažována suchá dráha.



Obrázek 29 Závislost součinitele tření kola na relativním skluzu zadaná do modelu pomocí Lookup Table

Relativní prokluz kola je dán rovnicí (6.8).

$$\lambda = 1 - \frac{\omega_k \cdot r}{v} \quad (6.8)$$

kde ω_k ... úhlová rychlost kola
 r ... poloměr kola
 v ... rychlost letounu

Úhlová rychlost kola je získána integrací úhlového zrychlení s počáteční podmínkou úhlové rychlosti na začátku brzdění. Úhlové zrychlení lze vyjádřit podle rovnice (6.9) z rozdílu brzdného momentu a momentu třecí síly mezi kolem a zemí. Moment setrvačnosti kola byl získán z modelu.

$$\alpha = \frac{(F_t \cdot r - M_B)}{I} \quad (6.9)$$

kde α ... úhlové zrychlení kola
 I ... moment setrvačnosti kola

Rychlost letounu je získána integrací zrychlení letounu s počáteční podmínkou rychlosti na začátku brzdění. Zrychlení letounu je dáno působícími silami na letoun. V analýze jsou zanedbány aerodynamické síly a třecí síly předního kola, takže výsledná síla působící na letoun je dvojnásobek třecí síly kol.

$$a = \frac{2F_t}{m} \quad (6.10)$$

Dráha letounu je vypočítána jako integrace rychlosti podle času. Na základě předchozích rovnic byl vytvořen model v Simulinku.

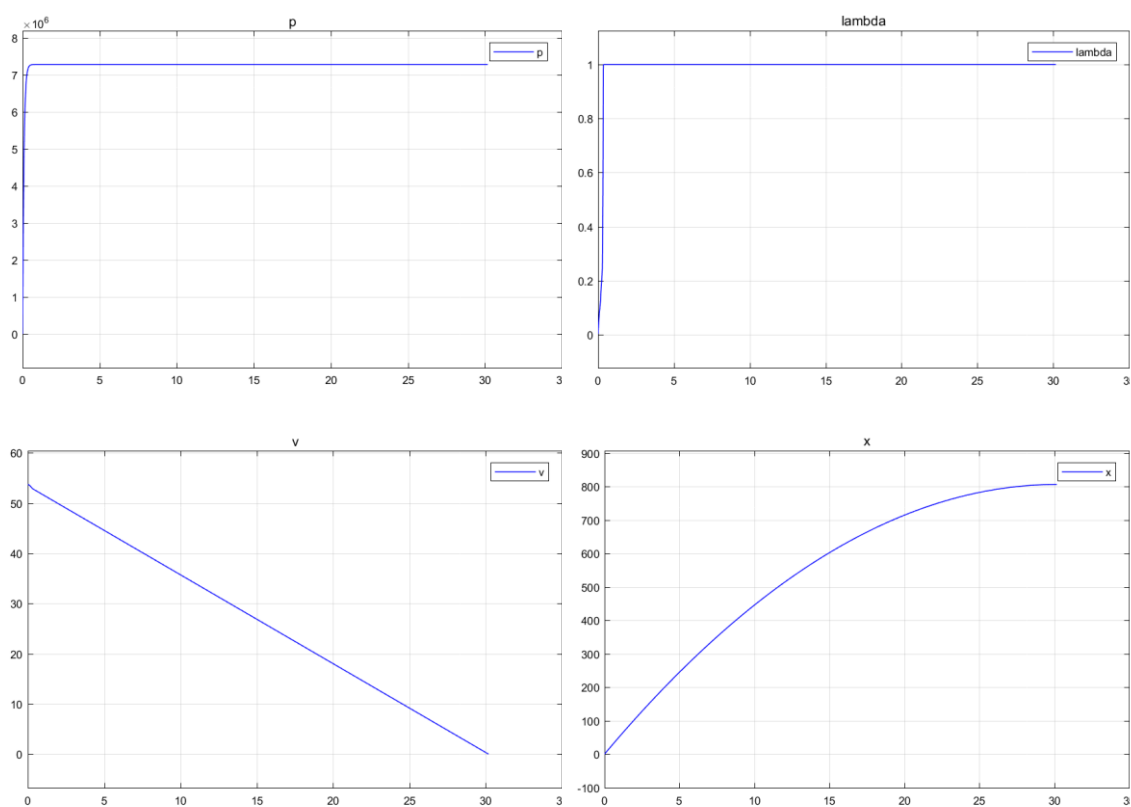
k_B	2,02e-4	m ³
m	5500	kg
r	0,268	m
I	0,561804	kgm ²

Tabulka 14 Parametry pro výpočet brzdění letounu

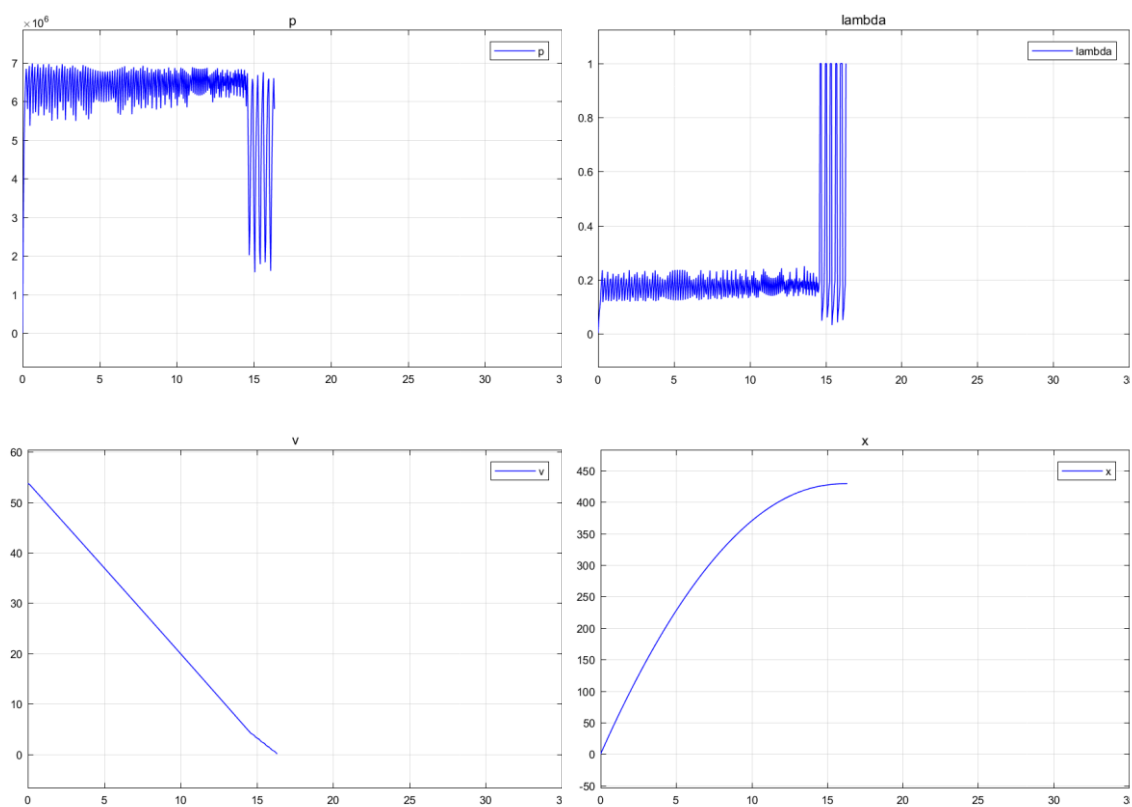
První model (**Příloha 6**) simuluje konstantní vstupní proud do rozvaděče, a tedy i konstantní tlak v brzdových válcích. V druhém modelu (**Příloha 7**) je zjednodušeně simulován i protiskluzový systém.

Protiskluzový systém je simulován pomocí prvku Relay, který mění výstup, pokud vstupní signál překročí danou mez. V tomto případě je mezí poměrný skluz o hodnotě 0.2. Pokud je vyšší, vstupní proud do proporcionálního rozvaděče je snížen na nulu. Pokud je nižší, signál do rozvaděče pokračuje nezměněn.

Na výsledných grafech je pro každý případ zobrazen tlak v brzdovém válci, relativní skluz, rychlost letounu a uražená vzdálenost v závislosti na čase do zastavení letounu. Z výsledků je patrné, že udržováním skluzu na optimální hodnotě lze snížit brzdovou dráhu letounu.



Obrázek 30 Brzdění letounu konstantním tlakem



Obrázek 31 Brzdění letounu se simulací protiskluzového systému

7 Rozbor spolehlivosti

K posouzení spolehlivosti byla využita metoda FMEA (Failure mode and effects analysis, česky: analýza druhů poruchových stavů a jejich důsledků).

Analýza začíná výběrem nejnižší úrovně (součást, obvod, modul), která je předmětem sledování a pro kterou jsou k dispozici dostatečné informace. Na této nejnižší úrovni se sestaví do tabulky různé způsoby poruch, které mohou nastat u každého prvku na této úrovni [27].

Dále bylo provedena analýza pomocí stromů poruchových stavů (FTA – Fault tree analysis). Zde hraje roli zejména paralelní a sériové zapojení prvků: zatímco u paralelního zapojení porucha jednoho prvku neovlivní funkčnost jiné větve, u sériového zapojení stačí k selhání větve pouze porucha jednoho členu. Ve stromech poruchových stavů je toto vyjádřeno pomocí hradel AND a OR.

Pro zhodnocení důsledků poruch pro letoun bylo využito poradního oběžníku AC 23.1309 [28]. Příloha 1 až Příloha 5 obsahují seznamy a intenzity poruch prvků a stromy poruchových stavů. Číselné hodnoty intenzit poruch jsou brány z [27]. V analýze jsou zahrnuty pouze základní poruchové stavy.

Klasifikace poruchy	NO EFFECT	MINOR	MAJOR	HAZARDOUS	CATASTROPHIC
Dovolená pravděpodobnost	Žádné požadavky	Pravděpodobné	Nepravděpodobné	Velmi nepravděpodobné	Extrémně nepravděpodobné
Vliv na letoun	Bez vlivu na provoz a bezpečnost	Mírné snížení funkčnosti nebo rezerv bezpečnosti	Výrazné snížení funkčnosti nebo rezerv bezpečnosti	Velké snížení funkčnosti nebo rezerv bezpečnosti	Zničení trupu letounu
Dovolená kvantitativní pravděpodobnost (Třída IV)	Žádné požadavky	$<10^{-3}$	$<10^{-5}$	$<10^{-7}$	$<10^{-9}$

Tabulka 15 Kategorie spolehlivosti podle oběžníku AC 23.1309

7.1 Spolehlivost ovládání podvozku

U ovládání podvozku nastává nejnebezpečnější situace v případě, kdy se před přistáním podvozek nevysune nebo neuzamkne ve vysunuté poloze (v nejhorším případě selže i signalizace pilotovi, tento případ nebyl v analýze uvažován). V takovém případě je nutné

provést přistání s částečně vysunutým podvozkem nebo bez podvozku. Tato porucha byla klasifikována jako typ HAZARDOUS a pravděpodobnost, že nastane byla pomocí stromu poruchových stavů stanovena na $9 \cdot 10^{-8}$, což splňuje podmínku oběžníku AC 23.1309, že musí být menší než 10^{-7} .

Současně platí obecný princip daný předpisem, že selhání jednoho prvku nezpůsobí katastrofickou nehodu letounu.

Z hlediska spolehlivosti jsou nehorší místa pracovní okruhy ovládání podvozku a dvířek. Zde dojde při selhání jednoho prvku (pracovního válce nebo rozvaděče) ke ztrátě funkce celé soustavy. Tyto prvky mají na druhou stranu nízké intenzity poruch.

7.2 Spolehlivost ovládání brzd

Pokud nebrzdí brzda jednoho kola, dojde ke snížení efektivity brzdění jednak samotnou absencí jedné brzdy a také nemožností intenzivního brzdění druhým kolem vzhledem k nutnosti vyvažovat nesymetrii brzdění aerodynamicky. Při selhání obou brzd je možné letoun brzdit už pouze aerodynamickou cestou. Selhání brzdy je hodnoceno jako druh poruchy HAZARDOUS a jeho pravděpodobnost je $4,5 \cdot 10^{-8}$, což je nižší než 10^{-7} , takže podmínka pro danou klasifikaci je splněna. Opět platí, že selhání jednoho prvku nezpůsobí katastrofickou nehodu letadla.

Problémovým uzlem je stejně jako v případě ovládání podvozku pracovní okruh, kde selhání jednoho prvku způsobí ztrátu funkce celé soustavy.

8 Posouzení efektivity zabudování soustavy do letounu

Elektro-hydraulický mechanismus lze zabudovat do kompaktního bloku (Obrázek 32 Ukázka elektro-hydraulického systému firmy Parker), ke kterému je přiveden řídicí signál a elektrická energie. Všechny komponenty zabudovány v jednom celku, což výrazně snižuje množství hydraulického vedení. Méně potrubí znamená menší hmotnost, ale také méně potenciálních míst, kde by mohlo dojít k únikům kapaliny. Celý systém je navíc dobře dostupný v podvozkovém prostoru oproti vedení hydraulické energie celým letounem. Na druhou stranu má každá soustava svůj vlastní elektromotor s čerpadlem, což znamená přírůstek hmotnosti.



Obrázek 32 Ukázka elektro-hydraulického systému firmy Parker [29]

V navrhované soustavě je navíc nutné pomocí hadic přivést hydraulickou kapalinu k pomocným pracovním okruhům dvířek a zámku a také k nouzovému propojovacímu potrubí. Toto řešení tedy částečně zmenšuje jednoduchost zabudování systému do letounu.

Hydraulický okruh brzd je navržen jako samostatný okruh nezávislý na okruhu podvozku. Potřebné agregáty mohou být umístěny v prostoru pro podvozek. Samostatný okruh brzd umožňuje nezávislé řízení okruhu, vyžaduje ovšem na druhou stranu vlastní čerpadlo s elektromotorem.

9 Závěr

V první fázi návrhu bylo nutné navrhnout základní kinematický mechanismus podvozku a na jeho základě získat informace o silách působících na soustavu. Zde návrh do velké míry vycházel z podvozkové nohy, která je již na letounech typu L-39 používána. Byla provedena analýza letových a pozemních zatížení, brzdění letounu a také zatížení při práci hydraulických válců.

Za pomoci získaných hodnot byl proveden návrh elektro-hydraulických soustav. Základní koncepce počítá se samostatnými elektronicky řízenými a elektricky poháněnými hydraulickými okruhy pro ovládání každé podvozkové nohy a dvířek a obvody pro ovládání brzd letounu.

Na návrh ovládání podvozku a brzd mají velký vliv ostatní parametry letounu, které třeba na první pohled s danou problematikou ani nesouvisí. Z toho plyne nutnost znalosti celé řady parametrů letounu, z nichž některé jsou triviálně zjistitelné a některé lze zjistit například až pomocí experimentálních měření. Pro návrh elektro-hydraulických soustav v této práci to znamenalo nutnost používat zjednodušení plynoucí z neznalosti parametrů letounu nebo hrubé odhady.

Pro soustavu ovládání podvozkových brzd byly provedeny simulace dynamických vlastností v MATLABU/Simulinku. Jednak byla provedena simulace samostatného proporcionálního rozvaděče ke zjištění závislosti změny tlaku na změně vstupního proudu a také simulace brzdění celého letounu s modelovaným protiskluzovým systémem i bez něj. Zde se projevil příznivý vliv protiskluzového systému na brzdnou dráhu.

Z hlediska spolehlivosti návrh splňuje požadavky předpisů, je ale třeba podotknout, že v analýze nebyly zahrnuty všechny možné parametry (například zdroj elektrické energie) a použité hodnoty intenzity poruch jsou pouze typické hodnoty pro dané součásti.

K posouzení efektivity celého systému a jeho výhod a nevýhod oproti jiným řešením by bylo třeba přímé srovnání ostatními návrhy.

10 Seznam použitých zdrojů

- [1] EUROPEAN AVIATION SAFETY AGENCY. *Certification Specifications and Acceptable Means of Compliance for Normal, Utility, Aerobatic, and Commuter Category Aeroplanes CS-23: Amendment 4*. 2015.
- [2] NEPRAŽ, František. *Základy hydraulických mechanismů*. 1. vyd. Brno: Vojenská akademie Antonína Zápotockého, 1969.
- [3] MOIR, I. a A. SEABRIDGE. *Aircraft Systems: mechanical, electrical, and avionics subsystems integration*. 3rd ed. Chichester: Wiley, 2008. ISBN 978-0-470-05996-8.
- [4] Hydraulic fluids. Washington: U.S. Army Materiel Command, 1971. ISBN 978-161-5839-995.
- [5] QUIGLEY, R.E.J. *More Electric Aircraft. Proceedings Eighth Annual Applied Power Electronics Conference and Exposition*. IEEE, 1993, , 906-911. DOI: 10.1109/APEC.1993.290667. ISBN 0-7803-0983-9. Dostupné také z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/290667/>
- [6] L-39NG. In: *L-39NG - Next Generation [online]*. b.r. [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: http://www.l-39ng.cz/runtime/cache/images/galleryBig/l39_06.jpg
- [7] L-39NG NEXT GENERATION JET TRAINER. In: *L-39NG - Next Generation [online]*. b.r. [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: <http://www.l-39ng.cz/underwood/download/files/letakleporelo-l39ng-2014-black4.pdf>
- [8] L-39. Aero Concept [online]. b.r. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <http://www.aero-concept.com/fiches/39.html>
- [9] Koncepce přistávacího zařízení. Dušan Slavětínský: *O letadlech [online]*. b.r. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z: http://www.slavetind.cz/stavba/koncepce/Koncepce_prist_zar.aspx

- [10] MICHAEL CHUN-YUNG NIU., . *Airframe Structural Design: Practical Design Information and Data on Aircraft Structures*. Repr. with minor corrections. Hong Kong: Conmilit Press, 1988. ISBN 96-271-2804-X.
- [11] NORMAN S. CURREY., *Norman S. Aircraft landing gear design: Principles and Practices*. 4. print. Washington, D.C: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1988. AIAA education series. ISBN 978-093-0403-416.
- [12] DANĚK, Vladimír. *Mechanika letu. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-7204-659-1.*
- [13] DANĚK, Milan. *Aerodynamika a mechanika letu. 1. vyd. Praha: Naše vojsko, 1958. Knižnice letectví (Naše vojsko).*
- [14] JXTG NIPPON OIL & ENERGY CORPORATION. *HYDRAULIC OIL 5606H: Aviation Hydraulic Fluid*. Tokyo, b.r. Dostupné také z: <https://www.no.e.jxtg-group.co.jp/english/products/lubricants/pdf/ind-4021-1704e.pdf>
- [15] WANG, Shaoping, Mileta TOMOVIĆ a Hong LIU. *Commercial aircraft hydraulic systems*. Waltham, MA: Academic Press is an imprint of Elsevier, 2016. Shanghai Jiao Tong University Press aerospace series. ISBN 978-0-12-419972-9.
- [16] ISO 3320. *Fluid power systems and components: Cylinder bores and piston rod diameters and area ratios*. 3. vydání. ISO, 2013.
- [17] Ocel 12 050. In: *Ústav strojírenské technologie: VUT* [online]. Brno, b.r. [cit. 2018-04-28]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/img/database/ocel_12050.3.pdf
- [18] LENERT, Jiří. *Pružnost a pevnost II. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-1959-4.*
- [19] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů. Brno, 2009.*
- [20] PEŇÁZ, Václav. *Tekutinové mechanismy. Vyd. 1. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1990. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0082-X.*

- [21] SELECTION OF ELECTRIC MOTORS FOR AEROSPACE APPLICATIONS. In: *PREFERRED RELIABILITY PRACTICES [online]*. NASA, b.r. [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: http://www.klabs.org/DEI/References/design_guidelines/design_series/1229msfc.pdf
- [22] Brushless DC motor. In: *Nidec Corporation [online]*. b.r. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: http://www.nidec.com/en-NA/technology/capability/brushless/~media/nidec-com/en-global/technology/capability/brushless/img_brushless_01
- [23] Solenoid valve 4/3 closed center. In: *Fluidbay [online]*. b.r. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <http://www.fluidbay.com/store/en/ng6-solenoid-valve-2>
- [24] PÁVEK, Josef. Konstrukce a projektování letadel II. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1984.
- [25] TUNAY, I., E.Y. RODIN a A.A. BECK. Modeling and robust control design for aircraft brake hydraulics. *IEEE Transactions on Control Systems Technology [online]*. b.r., 9(2), 319-329 [cit. 2018-05-20]. DOI: 10.1109/87.911383. ISSN 10636536. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/911383/>
- [26] LI, Bing, Zongxia JIAO, Shuai WU a Xiaochao LIU. Research on a new direct drive electro-hydraulic proportional pressure valve for aircraft braking system. *2016 IEEE International Conference on Aircraft Utility Systems (AUS) [online]*. IEEE, 2016, , 1192-1196 [cit. 2018-05-20]. DOI: 10.1109/AUS.2016.7748238. ISBN 978-1-5090-1087-5. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/7748238/>
- [27] NEPRAŽ, František. Modelování systémů s hydraulickými mechanismy. Brno: Bosch Rexroth, 2002. ISBN 80-214-2187-8.
- [28] AC 23.1309: System Safety Analysis and Assessment for Part 23 Airplanes. *Federal Aviation Administration*, 2011.
- [29] Compact Electro Hydraulic Actuator. In: *Parker [online]*. b.r. [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <http://ph.parker.com/us/en/compact-electro-hydraulic-actuator>

11 Seznam obrázků

Obrázek 1 Letoun L-39NG [6]	21
Obrázek 2 Schematické znázornění podvozku a dvířek	22
Obrázek 3 Model pravé podvozkové nohy ke zjištění těžiště a hmotnosti.....	24
Obrázek 4 Schéma podvozku s rozměry pro výpočet	24
Obrázek 5 Průběh momentu setrvačné síly při zatahování podvozku.....	26
Obrázek 6 Průběh síly na hydraulický válec při zatahování podvozku.....	27
Obrázek 7 Síla působící na pístnici při zataženém podvozku v závislosti na násobku zatížení.....	28
Obrázek 8 Schéma s rozměry pro dvířka podvozku	31
Obrázek 9 Vnější mechanický zámek – upraveno [11].....	32
Obrázek 10 Průběh přistání [12].....	33
Obrázek 11 Schéma soustavy ovládání podvozku	36
Obrázek 12 Typ vzpěru pro výpočet pístnice [18]	40
Obrázek 13 Neregulační axiální pístové čerpadlo [19].....	41
Obrázek 14 Bezkartáčový elektromotor [22]	43
Obrázek 15 Sestava filtru [15]	44
Obrázek 16 Třípolohový rozvaděč ovládaný pomocí solenoidů [23]	44
Obrázek 17 Diagram pro volbu rychlosti kapaliny v závislosti na tlaku v obvodu [20] ..	45
Obrázek 18 Schéma soustavy ovládání brzd	46
Obrázek 19 Rozměry pro výpočet brzdění	47
Obrázek 20 Elektro-hydraulický servoventil [25]	48
Obrázek 21 Elektro-hydraulický proporcionální rozvaděč [26]	48
Obrázek 22 Charakteristiky šoupátkového rozvaděče	52
Obrázek 23 Součinitel kapalného tření	52
Obrázek 24 Model přenosové funkce rozvaděče v Simulinku	53
Obrázek 25 Vstupní skokový signál	54
Obrázek 26 Výstupní tlak – odezva na skokový signál	54
Obrázek 27 Charakteristika systému při sekundovém pulzu	55
Obrázek 28 Závislost součinitele tření kola na relativním skluzu [26]	56

Obrázek 29 Závislost součinitele tření kola na relativním skluzu zadaná do modelu pomocí Lookup Table	56
Obrázek 30 Brzdění letounu konstantním tlakem.....	58
Obrázek 31 Brzdění letounu se simulací protiskluzového systému	59
Obrázek 32 Ukázka elektro-hydraulického systému firmy Parker [29]	63

12 Seznam příloh

Příloha 1 FMEA – Soustava ovládání hlavního podvozku při vzletu	74
Příloha 2 FMEA – Soustava ovládání hlavního podvozku při vzletu	76
Příloha 3 FMEA – Soustava ovládání brzd při přistání.....	78
Příloha 4 FTA – Selhání vysunování nebo zatahování podvozku	79
Příloha 5 FTA – Selhání brzd	80
Příloha 6 Simulační model brzdění letounu s konstantním tlakem	81
Příloha 7 Simulační model brzdění letounu s modelem protiskluzového systému	82

Příloha 1 FMEA – Soustava ovládání hlavního podvozku při vzletu

Číslo prvku	Prvek	Způsob poruchy	Fáze letu	Důsledky pro letoun	Hodnocení důsledků pro letoun	Intenzita poruch (h ⁻¹)
1	Čerpadlo	Ztráta funkce	TOF	Ztráta funkce tlakového okruhu, nutnost otevřít nouzový ventil	MAJOR	6e-6
2	Elektromotor	Ztráta funkce	TOF	Ztráta funkce tlakového okruhu, nutnost otevřít nouzový ventil	MAJOR	1,45e-6
3	Pojistný ventil	Ztráta funkce	TOF	Možnost nebezpečného zvýšení tlaku, řídicí jednotka vypne čerpadlo	MAJOR	0,22e-6
4	Filtr	Ztráta funkce	TOF	Ztráta funkce tlakového okruhu, nutnost otevřít nouzový ventil	MAJOR	0,01e-6
6	Jednosměrný ventil	Ztráta funkce	TOF	Ztráta funkce tlakového okruhu, nutnost otevřít nouzový ventil	MAJOR	3,37e-6
7	Šoupátkový rozváděč podvozku	Ztráta funkce	TOF	Nelze zasunout podvozek	MAJOR	0,04e-6
9	Prac. válec podvozku	Ztráta funkce	TOF	Nelze zasunout podvozek	MAJOR	0,005e-6
10	Šoupátkový rozváděč dvířek	Ztráta funkce	TOF	Nelze otevřít dvířka a zasunout podvozek	MAJOR	0,04e-6

Číslo prvku	Prvek	Způsob poruchy	Fáze letu	Důsledky pro letoun	Hodnocení důsledků pro letoun	Intenzita poruch (h ⁻¹)
12	Prac. válec dvířek	Ztráta funkce	TOF	Nelze otevřít dvířka a zasunout podvozek	MAJOR	0,005e-6
13	Rozváděč zámku	Ztráta funkce	TOF	Nelze odemknout podvozek, nutnost použít nouzové lanko	MINOR	0,04e-6
14	Hydr. válec zámku	Ztráta funkce	TOF	Nelze odemknout podvozek, nutnost použít nouzové lanko	MINOR	0,005e-6
15	Nouzový ventil	Ztráta funkce	TOF	V případě funkčnosti žádný efekt, pouze snížení celkové bezpečnosti soustavy	MINOR	0,04e-6

Příloha 2 FMEA – Soustava ovládání hlavního podvozku při vzletu

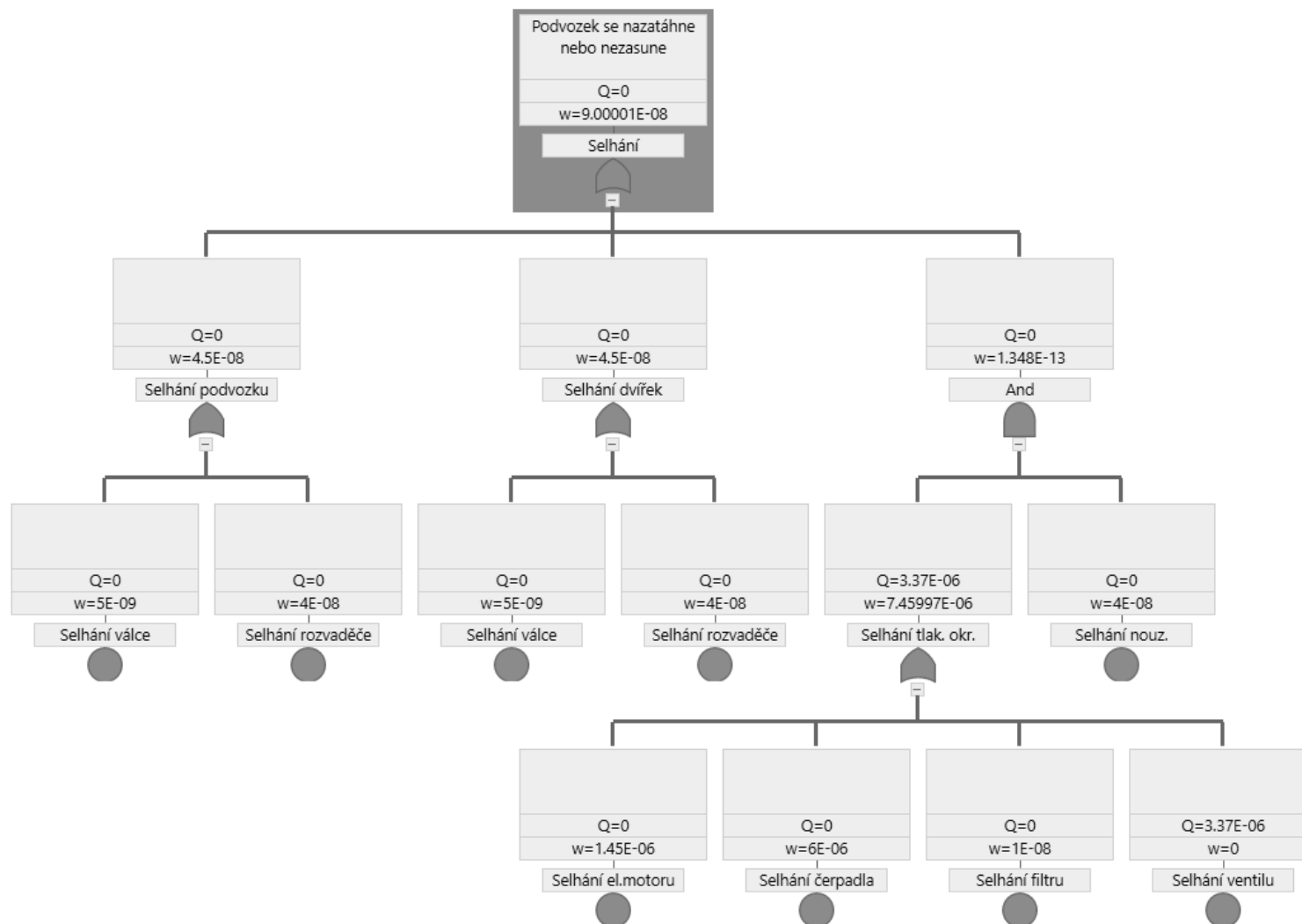
Číslo prvku	Prvek	Způsob poruchy	Fáze letu	Důsledky pro letoun	Hodnocení důsledků pro letoun	Intenzita poruch (h ⁻¹)
1	Čerpadlo	Ztráta funkce	LDG	Ztráta funkce tlakového okruhu, nutnost otevřít nouzový ventil	MAJOR	6e-6
2	Elektromotor	Ztráta funkce	LDG	Ztráta funkce tlakového okruhu, nutnost otevřít nouzový ventil	MAJOR	1,45e-6
3	Pojistný ventil	Ztráta funkce	LDG	Možnost nebezpečného zvýšení tlaku, řídicí jednotka vypne čerpadlo	MAJOR	0,22e-6
4	Filtr	Ztráta funkce	LDG	Ztráta funkce tlakového okruhu, nutnost otevřít nouzový ventil	MAJOR	0,01e-6
6	Jednosměrný ventil	Ztráta funkce	LDG	Ztráta funkce tlakového okruhu, nutnost otevřít nouzový ventil	MAJOR	3,37e-6
7	Šoupátkový rozváděč podvozku	Ztráta funkce	LDG	Nelze vysunout podvozek	HAZARDOUS	0,04e-6
9	Prac. válec podvozku	Ztráta funkce	LDG	Nelze vysunout podvozek	HAZARDOUS	0,005e-6
10	Šoupátkový rozváděč dvířek	Ztráta funkce	LDG	Nelze otevřít dvířka a vysunout podvozek	HAZARDOUS	0,04e-6

Číslo prvku	Prvek	Způsob poruchy	Fáze letu	Důsledky pro letoun	Hodnocení důsledků pro letoun	Intenzita poruch (h ⁻¹)
12	Prac. válec dvířek	Ztráta funkce	LDG	Nelze otevřít dvířka a vysunout podvozek	HAZARDOUS	0,005e-6
13	Rozváděč zámku	Ztráta funkce	LDG	Nelze odemknout podvozek, nutnost použít nouzové lanko	MINOR	0,04e-6
14	Hydr. válec zámku	Ztráta funkce	LDG	Nelze odemknout podvozek, nutnost použít nouzové lanko	MINOR	0,005e-6
15	Nouzový ventil	Ztráta funkce	LDG	V případě funkčnosti žádný efekt, pouze snížení celkové bezpečnosti soustavy	MINOR	0,04e-6

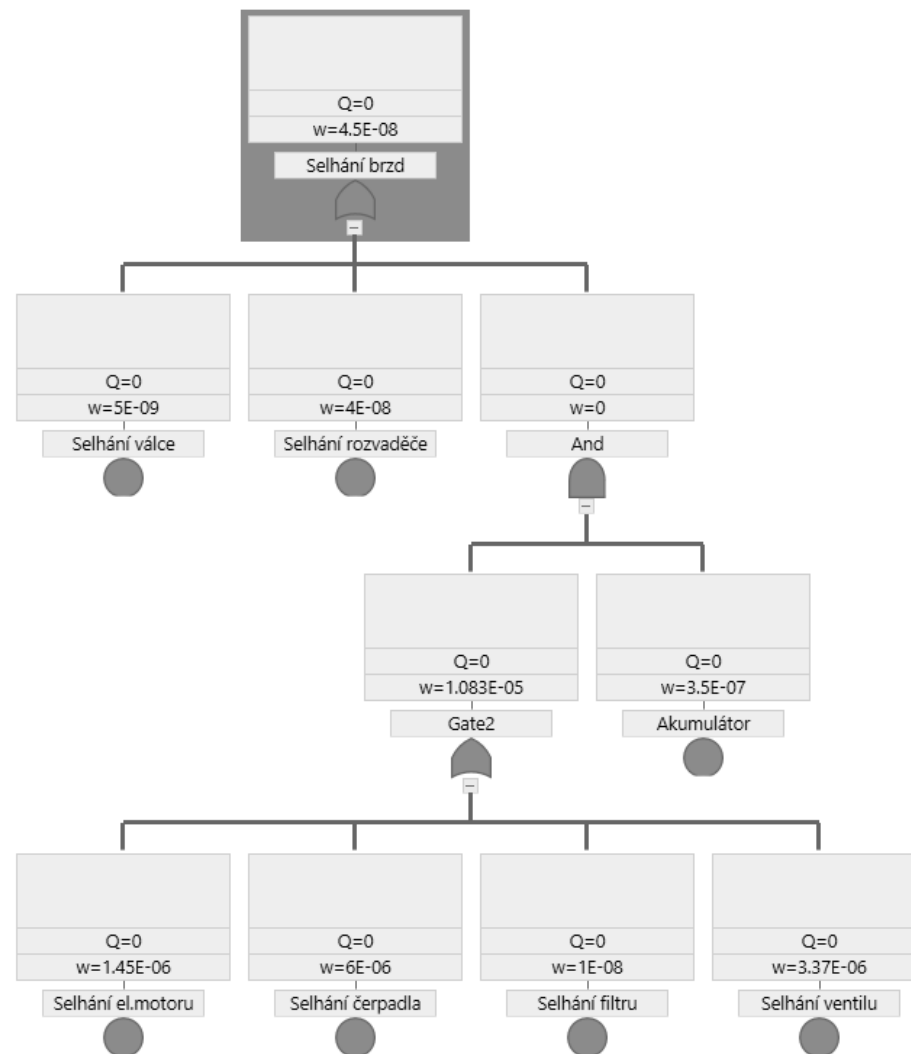
Příloha 3 FMEA – Soustava ovládání brzd při přistání

Číslo prvku	Prvek	Způsob poruchy	Fáze letu	Důsledky pro letoun	Hodnocení důsledků pro letoun	Intenzita poruch (h ⁻¹)
1	Čerpadlo	Ztráta funkce	LDG	Ztráta funkce tlakového okruhu tlak dodávaný akumulátorem	MAJOR	6e-6
2	Elektromotor	Ztráta funkce	LDG	Ztráta funkce tlakového okruhu tlak dodávaný akumulátorem	MAJOR	1,45e-6
3	Pojistný ventil	Ztráta funkce	LDG	Možnost nebezpečného zvýšení tlaku, řídicí jednotka vypne čerpadlo	MINOR	0,22e-6
4	Filtr	Ztráta funkce	LDG	Ztráta funkce tlakového okruhu tlak dodávaný akumulátorem	MAJOR	0,01e-6
5	Jednosměrný ventil	Ztráta funkce	LDG	Ztráta funkce tlakového okruhu tlak dodávaný akumulátorem	MAJOR	3,37e-6
6	Akumulátor	Ztráta funkce	LDG	Není k dispozici záložní zásoba tlakové energie	MINOR	0,35e-6
8	Proporcionální rozvaděč	Ztráta funkce	LDG	Nelze brzdit daným kolem	MAJOR	0,04e-6
9	Brzdový válec	Ztráta funkce	LDG	Nelze brzdit daným kolem	MAJOR	0,005e-6

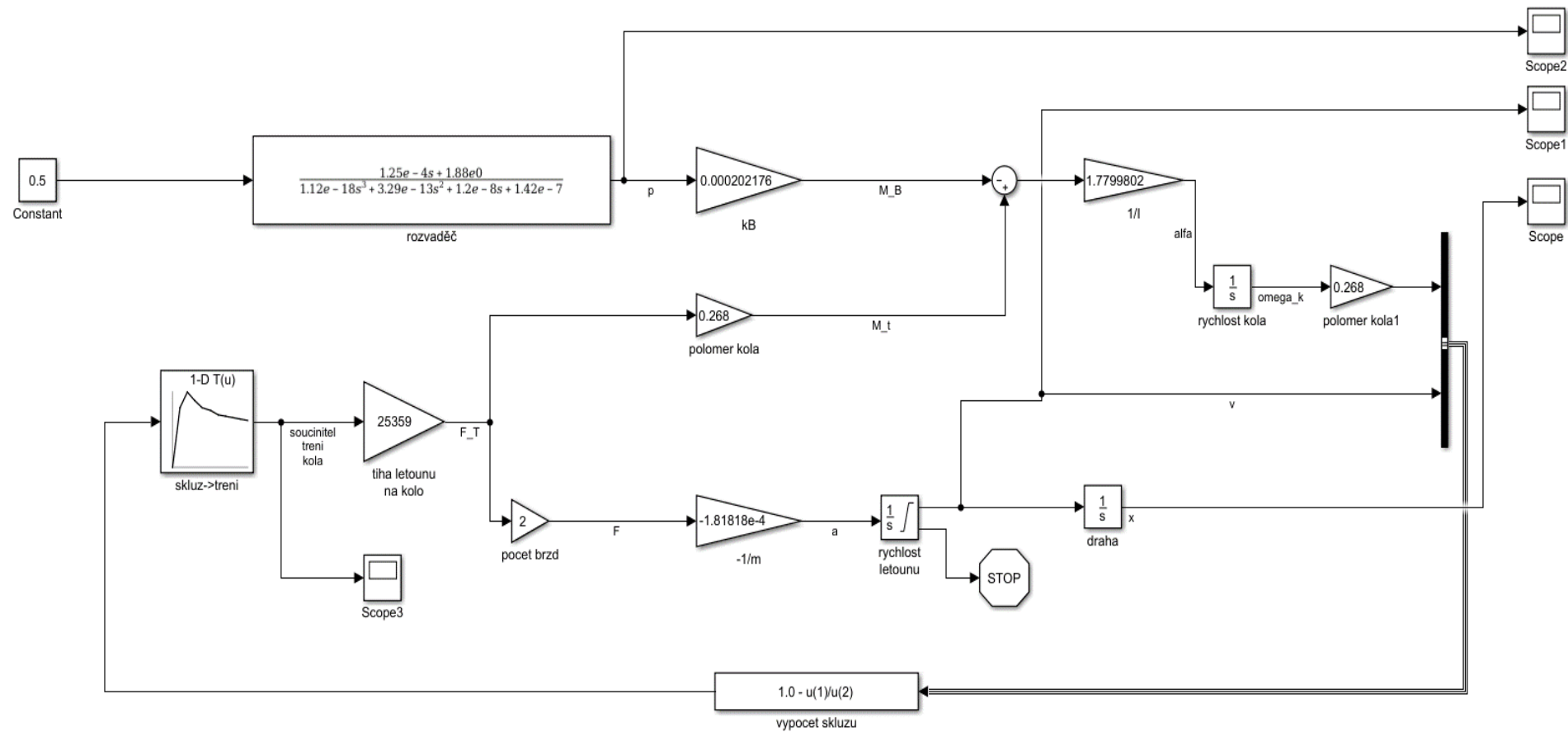
Příloha 4 FTA – Selhání vysunování nebo zatahování podvozku



Příloha 5 FTA – Selhání brzd



Příloha 6 Simulační model brzdění letounu s konstantním tlakem



Příloha 7 Simulační model brzdění letounu s modelem protiskluzového systému

